



ESCUELA POLITÉCNICA DE MINAS Y
ENERGÍA UNIVERSIDAD DE
CANTABRIA



DISEÑO DE UN CALENTADOR DE AGUA DE ALIMENTACIÓN A UNA CALDERA PARA UNA CENTRAL TÉRMICA

(Design of a feed-water heater for a thermal power station)

Trabajo fin de Grado para acceder a:
Grado en Ingeniería de los Recursos Energéticos

Autor: Neco García Quintanilla.

Director: Pablo Castro Alonso

Co-director: Iván Alechiguerra Sánchez

Convocatoria: Febrero 2020

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	5
1.1	ENCUADRE TERMODINAMICO	5
2	OBJETIVOS Y ALCANCE	8
3	EXPOSICIÓN GENERAL DE UN FEED-WATER HEATER	9
3.1	TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	9
3.2	ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS DE UN CALENTADOR	16
3.3	PROCESO DE INTERCAMBIO DE CALOR	19
3.4	MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	19
3.5	DEFINICIONES TÉRMICAS ESENCIALES	20
3.6	FUNCIONAMIENTO	21
3.7	ZONAS DE CAMBIO DE ESTADO EN UN CALENTADOR	22
3.8	VÁLVULA DE SEGURIDAD	24
3.9	MANTENIMIENTO	25
4	DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO DEL CALENTADOR	29
4.1	DISEÑO TÉRMICO	35
4.1.1	BALANCE TÉRMICO	35
4.1.2	VERIFICACIÓN DEL BALANCE TÉRMICO	38
4.1.3	CÁLCULO TÉRMICO	38
4.1.4	SELECCIÓN MATERIAL DE LOS TUBOS	39
4.1.5	RADIO MÍNIMO	41
4.1.6	MÁXIMA VELOCIDAD DE CIRCULACIÓN	46
4.1.7	PÉRDIDA DE CARGA MÁXIMA EN EL LADO TUBOS	48
4.1.8	PÉRDIDA DE CARGA MÁXIMA EN EL LADO CARCASA	50
4.1.9	DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA LMTD	52
4.1.10	SUPERFICIE DE INTERCAMBIO	53
4.2	DISEÑO MECÁNICO	55
4.2.1	DISTRIBUCION DEL HAZ TUBULAR	56
4.2.2	DIMENSIONADO PRINCIPAL DEL CALENTADOR	56
4.2.3	DIMENSIONADO DE LAS TUBULADURAS	57
4.2.4	UBICACIÓN DE LOS DRENAJES	60

4.2.5	<i>DIMENSIONES VÁLVULA DE SEGURIDAD.....</i>	61
4.2.6	<i>CÁLCULO DE LA PLACA TUBULAR</i>	61
4.2.7	<i>VIBRACIONES.....</i>	63
5	RESULTADOS DEL DISEÑO.....	71
6	ANÁLISIS ECONÓMICO.....	72
7	CONCLUSIONES	75
8.	REFERENCIAS	76
	ANEXO A: NORMATIVA PARA EL DISEÑO.....	77
	ANEXO B: TABLAS DE DATOS	78
	TABLA DE DATOS CENTRAL TÉRMICA.....	78
	TABA DE DATOS DISEÑO TÉRMICO.....	78
	TABLA DE DATOS DISEÑO MECÁNICO.....	78
	ANEXO C: PLANOS	86
	PLANO N°1: Plano General.....	86
	PLANO N°2: Plano Placa Tubular.	86

1 INTRODUCCIÓN

El presente proyecto nace de la necesidad de conocer el funcionamiento de un calentador de agua, así como determinar y describir sus partes integrantes con el propósito de adquirir los conocimientos necesarios para diseñar y proyectar dicho equipo para la producción de electricidad en una Central Térmica.

Este proyecto se enmarca dentro del sector minero metalúrgico, en concreto en la empresa Kelvion Thermal Solutions S.A.U dedicada al diseño, fabricación y mantenimiento de recipientes a presión, atmosféricos, calderas y bienes de equipo. Entre estos equipos se encuentran principalmente los siguientes:

- Condensadores
- Feed Water Heater
- Intercambiadores de calor de Carcasa y Tubos
- Evaporadores
- Torres de Refrigeración
- Acid Coolers
- Cristalizadores

1.1 ENCUADRE TERMODINAMICO

Antes de definir la situación termodinámica del calentador es necesaria una breve descripción de un ciclo termodinámico. Se entiende por ciclo termodinámico a cualquier variación termodinámica de las propiedades de un sistema (presión, temperatura, volumen, entalpía...ect) , de tal manera que el sistema retorna a su estado inicial, anulándose así la variación de las propiedades termodinámicas.

Sin embargo, esto no se puede aplicar al trabajo ya que este no es propiedad del sistema, si no un intercambio de energía entre el sistema y su entorno de tal forma que el trabajo recibido por el sistema sea igual a la suma del trabajo realizado por el sistema, esto es visto de manera ideal sin tener en cuenta las pérdidas por falta de aislamiento térmico y procesos irreversibles, es decir, suponiendo el ciclo como reversible. Siempre es conveniente que el rendimiento del ciclo se acerque al rendimiento de Carnot ya que este será el máximo rendimiento que podrá alcanzar el ciclo.[1]

Este tipo de intercambiador se diseña para aumentar la temperatura de entrada del agua de alimentación procedente del condensador, aumentando así la eficiencia y rendimiento del ciclo ya que con estos equipos se reduce el consumo de combustible por parte de la caldera para convertir el agua de alimentación en vapor. Recuperando de este modo energía en forma de calor latente absorbido por el calentador en el cambio de fase vapor-agua.

Gracias a este tipo de equipos el ciclo Rankine convencional pasa a ser un ciclo regenerativo. En las imágenes que se muestran a continuación, se puede ver cómo evoluciona el ciclo Rankine de una central sin calentadores.

Como se puede observar en la figura nº2 nos encontramos ante un ciclo Rankine ideal en el que el agua de alimentación es calentada desde el punto nº4 hasta el punto nº1, sin embargo el rendimiento del ciclo no aumenta hasta que se producen extracciones de vapor en la turbina. Como se puede ver en la figura nº4, la temperatura del agua de alimentación en la entrada a la caldera aumenta desde el punto nº6 hasta el punto nº8 gracias a los calentadores, esto se traduce en un menor consumo energético por parte de la caldera y un aumento del rendimiento global del ciclo que se demuestra de la siguiente manera [2]:

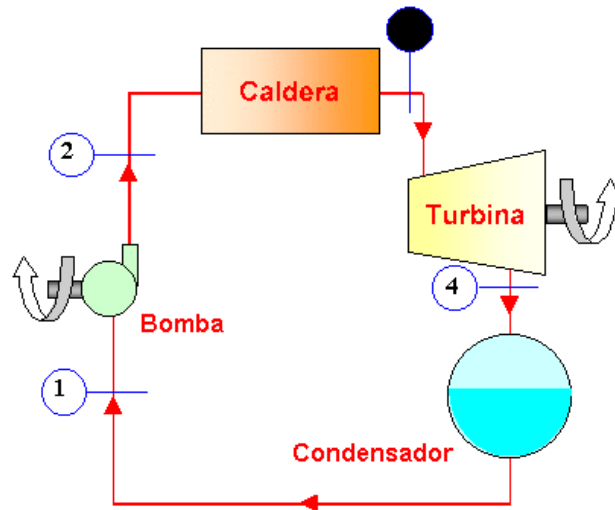


Figura 1.1: Ciclo de potencia básico Rankine

Fuente 1.1: <https://sites.google.com/site/aleblogtecinc/home/2-electronica/ciclo-rankine>

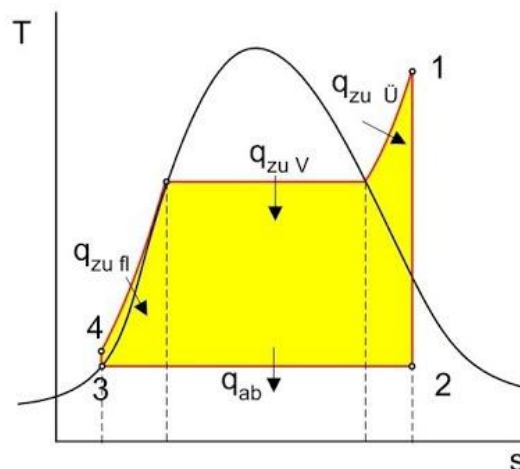


Figura 1.2: Diagrama TS del ciclo de potencia básico de Rankine

Fuente 1.2: <https://sites.google.com/site/aleblogtecinc/home/2-electronica/ciclo-rankine>

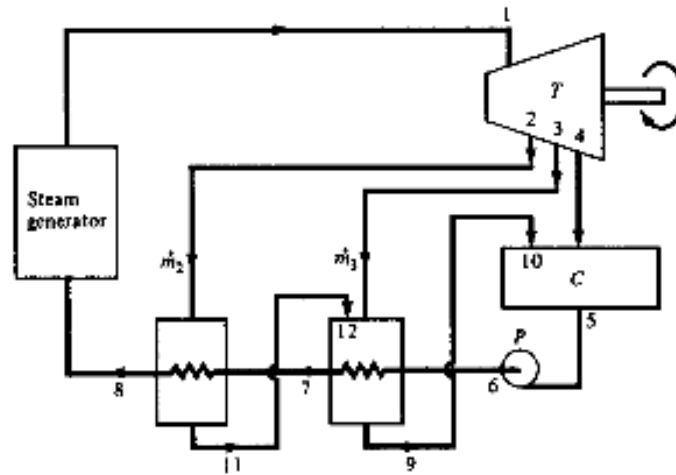


Figura 1.2: Ciclo Rankine Regenerativo con Calentadores en Cascada.

Fuente 1.3: <https://www.monografias.com/trabajos104/principios-fundamentales-ciclos-vapor/principios-fundamentales-ciclos-vapor.shtml>.

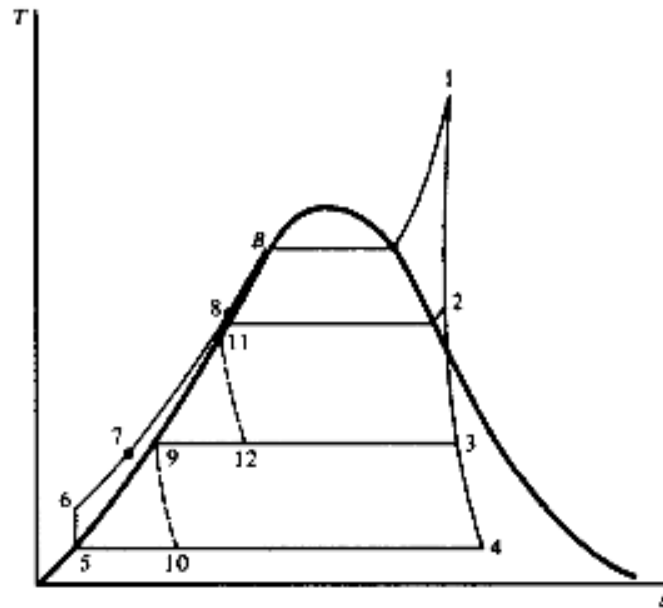


Figura 1.3: Diagrama T-S Ciclo Rankine Regenerativo con Calentadores en Cascada.

Fuente 1.4: <https://www.monografias.com/trabajos104/principios-fundamentales-ciclos-vapor/principios-fundamentales-ciclos-vapor.shtml>.

2 OBJETIVOS Y ALCANCE

Este proyecto nace de la necesidad de diseñar un recipiente a presión que calienta el flujo de agua de alimentación desde una temperatura determinada por el diseño a la caldera y de la central térmica y actúa como un intercambiador de calor cerrado, provisto de dos pasos por el lado tubo y un paso por el lado carcasa.

El agua de alimentación circula a través del interior de los tubos en U, mientras que el vapor que entra en la carcasa circula en dirección opuesta al agua de alimentación. Para un correcto diseño del equipo es necesario pronosticar la demanda de extracción de vapor de la turbina, así como determinar la presión y temperatura ya que estos parámetros serán fundamentales en el diseño del equipo.

Las metas por conseguir en este trabajo esencialmente son los siguientes:

- El objetivo global en primera instancia es la realización de un proyecto encuadrado en un marco académico con el apoyo de una empresa externa a la universidad de Cantabria, en la cual el autor del proyecto ha desarrollado las prácticas y ha adquirido conocimientos de diseño y fabricación de este tipo de recipientes a presión.
- El segundo objetivo, consiste en diseñar un intercambiador de calor que produzca una diferencia de temperatura en el agua de alimentación, dada por las condiciones de diseño del ciclo Rankine de la central térmica, además de una temperatura de subenfriamiento en los drenajes de salida suficiente para intentar impedir problemas de evaporación repentina en la tubería y en la válvula de control.
- Consensuar un diseño óptimo dentro de las posibles soluciones que presenta los requerimientos técnicos del proyecto de tal forma que las variables a obtener sean lo más eficientes. Con la finalidad de lograr este objetivo se toma un equipo existente de una central térmica.

3 EXPOSICIÓN GENERAL DE UN FEED-WATER HEATER

Un feed-wáter heater es un intercambiador de calor cerrado usualmente de carcasa y tubos utilizado en centrales eléctricas, para precalentar el agua de alimentación de una caldera contribuyendo a la mejora del rendimiento del ciclo termodinámico, por lo que tiene su lugar establecido dentro del ciclo Rankine.

Esta mejora se logra extrayendo el vapor de varios puntos de la turbina y condensándolo para usarlo en la caldera principal. El calentamiento del agua de alimentación por parte del feed-water heater da como resultado un menor consumo de combustible de la caldera para convertir el agua de alimentación en vapor de agua (vapor sobresaturado) utilizado en las turbinas. Desde el punto de vista del trabajo perdido debido a la extracción de vapor de las turbinas, en forma de calor latente sin cambio de fase (intercambiador de calor abierto) es mucho mejor convertir el calor latente del vapor en agua de alimentación cambiándolo de fase mediante el feed-water heater cuyos resultados dan lugar a un incremento neto de la eficiencia energética aproximadamente de un 1% .Sin el feed-water heater el calor latente procedente de la extracción de vapor se pierde a través del condensador principal o la torre de refrigeración. [3]

3.1 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor de alimentación a caldera se pueden clasificar atendiendo a diferentes puntos de vista:

- Presión
 - Alta Presión
 - Orientación vertical
 - Orientación horizontal
 - Baja Presión
 - Orientación vertical
 - Orientación horizontal

Orientación Horizontal

La mayoría de los calentadores están diseñados con esta configuración Estos son los más adecuados y estables con respecto al control de nivel de agua condensada, aunque tienen menos tiempo de retención de condensado y también ocupan más espacio.[3]

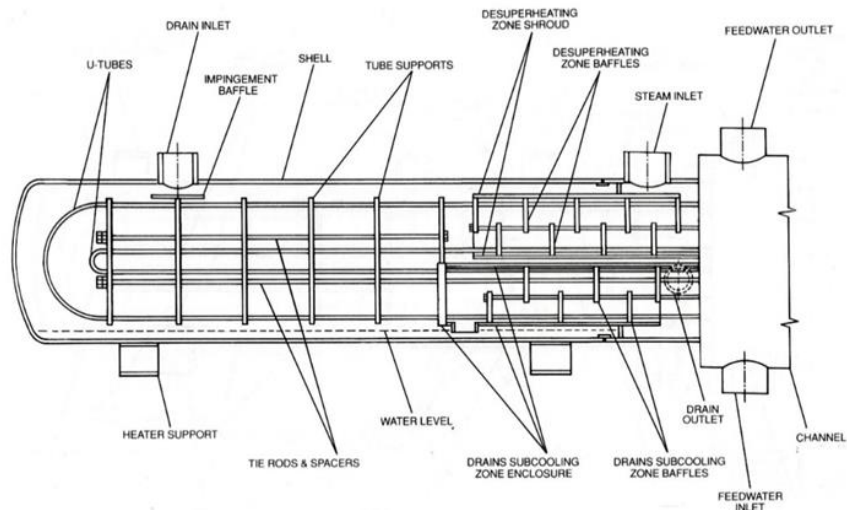


Figura 3.1: Calentador Horizontal (Zonas de Desrecalentamiento, Condensación y Subenfriamiento)

Fuente 3.1: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

Orientación Vertical

Este tipo de orientación ocupa menos espacio, pero presenta más inconvenientes que ventajas. El desmontaje se realiza mediante la extracción de la carcasa por lo que la instalación y desmontaje son más complejas.

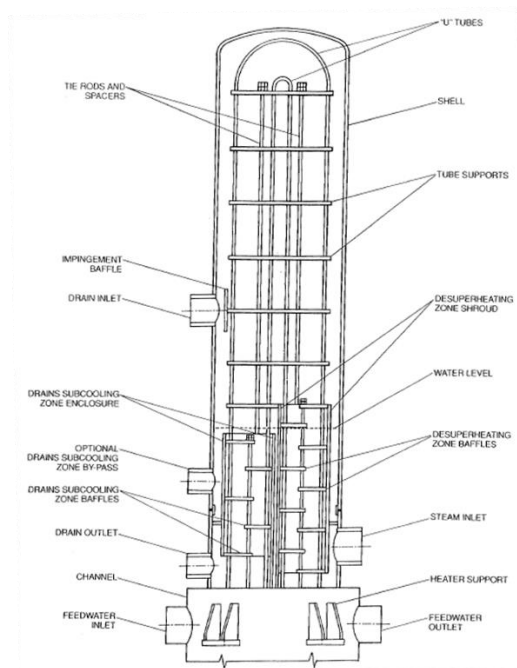


Figura 3.2: Calentador Vertical (Zonas de Desrecalentamiento, Condensación y Subenfriamiento)

Fuente 3.2: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

Se pierde superficie de intercambio en el condensado y se tiene que compensar con un aumento de superficie por lo que el tamaño del equipo también aumenta. Debido al acceso tienen una difícil reparación y mantenimiento.

- Zonas del calentador

- Zona de desrecalentamiento : en esta zona el vapor (sobre calentado o con alto porcentaje de título) entra en el equipo disminuyendo su temperatura y produciéndose el primer cambio de estado.

- Zona de Condensación y subenfriamiento : En esta zona el vapor empieza a perder título y comienza la condensación dando lugar al líquido saturado.

- Zona de Subenfriamiento y drenajes.

- Tubos

- Tubos en U

- Tubos Rectos (Drain Coolers externos ocasionalmente)

- Cabezales

- Cabezales de acceso de diámetro completo (embridados)

- Cabezales de baja presión

- Cabezales de alta presión

- Cabezales con bocas de hombre.

- Cabezales de baja presión

- Cabezales de alta presión

Cabezales de acceso de diámetro completo (embridados)

Para labores de mantenimiento estos cabezales son más adecuados, sin embargo, tienen costes más elevados que los cabezales de acceso limitado

Cabezales de acceso completo de baja presión.

Los cabezales de diámetro completo de tornillos y juntas son más recomendados para calentadores de baja presión diseñados donde el diámetro del cabezal tiene menos de 48 pulgadas.

El diseño de la tapa de partición se muestra en la figura nº3.3 es de las que van soldadas. El diseño de la tapa de partición que se muestra en la figura nº3.4 es más propensa a tener fugas debido a la desviación de la tapa del cabezal.

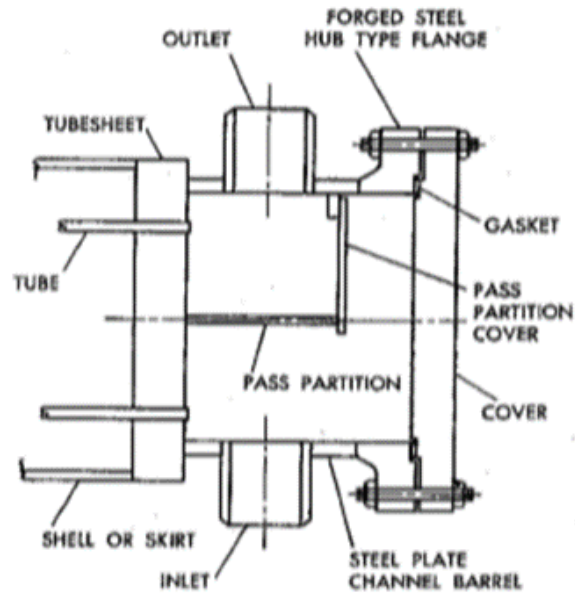


Figura 3.3: Tapa de Partición Soldada.

Fuente 3.3: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

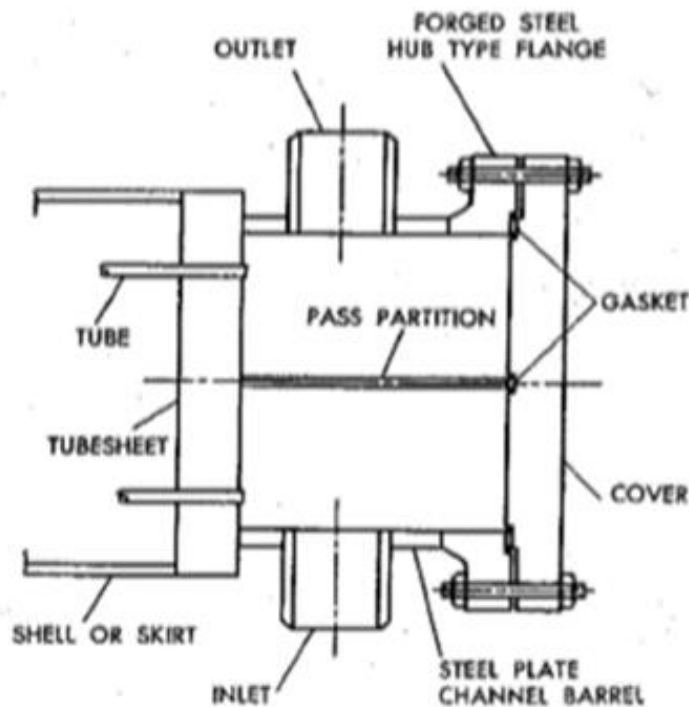


Figura 3.4: Tapa de Partición con Junta.

Fuente 3.4: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

Cabezales de acceso completo de alta presión

La figura nº3.5 muestra el típico cabezal de alta de presión de diámetro completo donde la carga hidráulica no se contiene mediante tornillos en tensión. Tal diseño transfiere la carga hidráulica completa a el cabezal por el uso de membranas cortantes. El uso de este tipo de cabezales de grandes diámetros y altas presiones está limitado por la disponibilidad de la forja, este tipo de cabezales son más costosos que los cabezales con bocas de hombre.

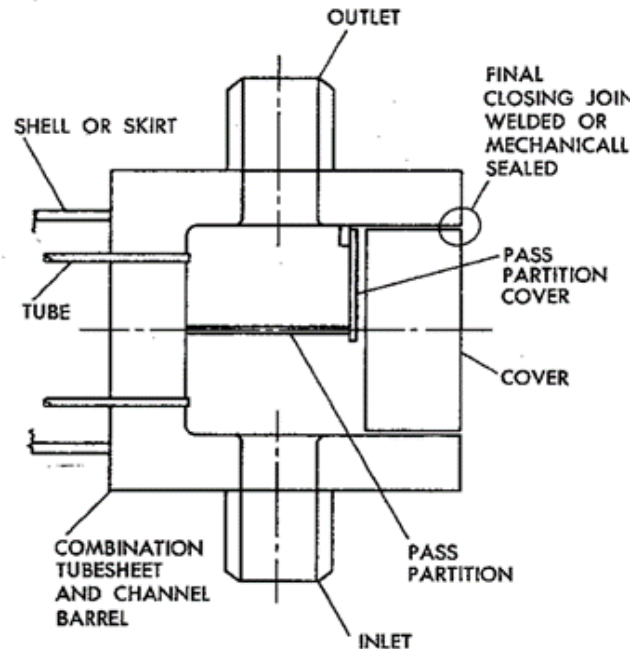


Figura 3.5: Cabezal de Acceso Completo Alta Presión.

Fuente 3.5: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

Cabezales con bocas de hombre

Los calentadores con bocas de hombre se fabrican principalmente con cámara hemisférica con un tamaño mínimo aceptable de 12"x16" ejes de la elipse para una boca de hombre elíptica y 16" de diámetro para una boca de hombre circular.

El diseño de la tapa de partición no puede restringir la entrada al cabezal cuando el acceso este abierto. Un diseño con una tapa de partición que es paralela con la cara de la placa tubular debe requerir un a boca de hombre más grande a fin de ganar acceso. Las tapas de partición están diseñadas para la diferencia de presión máxima.

Deben ser divididas en tantas secciones como fuese necesario para retirarlas mediante la boca de hombre, en lugar de tener personal limitado por las tapas tumbadas en la parte inferior del cabezal. Las tapas de partición deben soldarse para ser usadas, no deben estar cortadas térmicamente más cerca que ½" límite de la presión de funcionamiento. El tipo de tapa de partición es elección del comprador, las tapas que están soldadas proporcionan un mejor sellado pero sin embargo requieren una mayor exigencia térmica en su fabricación, las tapas

que van atornilladas y con juntas son más fáciles de desmontar y montar, pero son más vulnerables a tener fugas de fluido ya sea en las pruebas hidráulicas o en el funcionamiento nominal del equipo. La figura nº3.6 muestra el diseño típico de una tapa de partición de tornillos y junta.

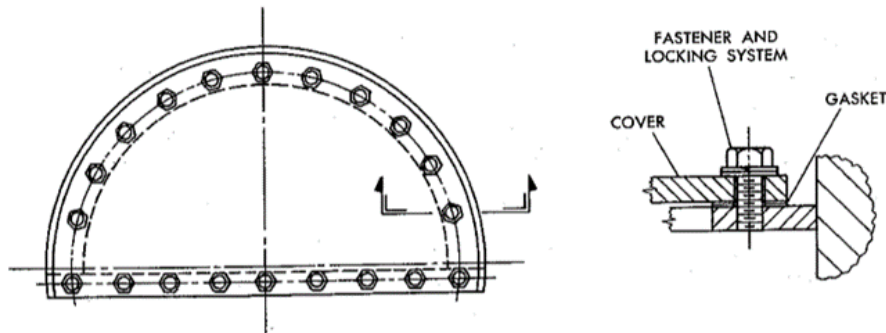


Figura 3.6: Tapa de Acceso Completo según Detalle.

Fuente 3.6: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

Cabezales de baja presión

Los cabezales con bocas de hombre usados para baja presión pueden tener unos de estos dos diseños mostrados a continuación.

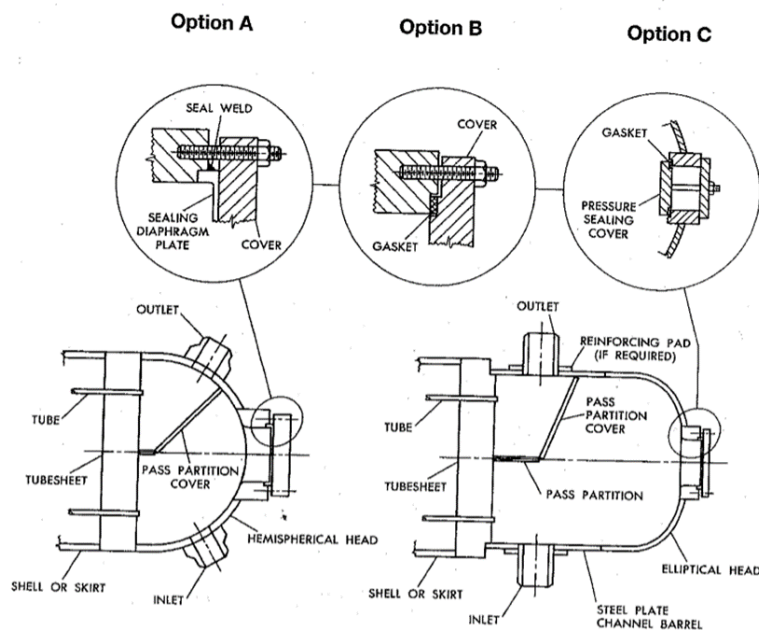


Figura 3.7: Cabezal Semiesférico y Cabezal Elíptico Baja Presión.

Fuente 3.7: Heat Exchange Institute Ninth Edition

La figura nº3.7 muestra el diseño de un cabezal semiesférico que puede presentar dificultad en la boca de hombre y las tubuladuras a la hora de fabricación, este diseño por norma general tiene un buen acceso, debido a que el eje vertical de las tubuladuras forma un ángulo de 30° con el eje del cabezal.

La figura nº3.7 muestra un cabezal semielíptico (suelen ser caps comerciales), estos cabezales no presentan tantas complicaciones a la hora de injertar las tubuladuras por la posición de sus ejes perpendiculares al eje del cabezal, siendo los desarrollos más fáciles de hacer para el delineante además de facilitar la presentación de las tubuladuras para el calderero.

Las juntas de sellado de las bocas de hombre serian unas de las mostradas en las opciones A,B y C tanto para la fig nº3.7 y nº3.8 . En la configuración A podemos ver que el sellado se hace soldando la tapa y el diafragma, las otras opciones (B Y C), tienen un diseño diferente con juntas entre el cabezal y las tapas.

Cabezales de alta presión

Los cabezales con bocas de hombre usados para alta presión pueden tener unos de estos tres diseños mostrados a continuación.

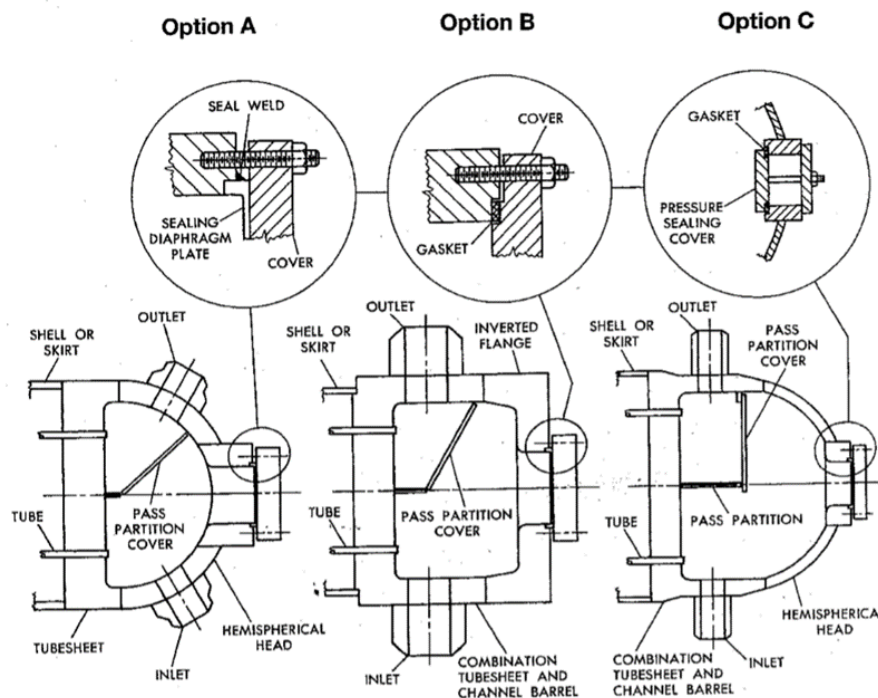


Figura 3.8: Cabezal Semiesférico y Cabezal Elíptico Alta Presión.

Fuente 3.8: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

La figura nº3.8 muestra el diseño de un cabezal semiesférico, este tipo de cabezales al igual que los de baja presión presentan dificultades a la hora de fabricación en el desarrollo, presentación y montaje de las tubuladuras. Este diseño por norma general tiene un buen

acceso, debido a que el eje vertical de las tubuladuras forma un ángulo de 30° con el eje del cabezal.

La figura nº3.8 muestra el diseño de unos cabezales sin complicación a la hora del montaje de las tubuladuras. Las juntas de sellado de las bocas de hombre serían unas de las mostradas en las opciones A, B y C tanto para la figura nº3.8. Las opciones A, B y C son exactamente las mismas configuraciones de juntas que las de baja presión mostradas anteriormente.

3.2 ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS DE UN CALENTADOR

CARCASA

De forma cilíndrica contiene el haz de tubos y los baffles en su interior, un fluido circula por el interior de los tubos y el otro atraviesa la carcasa fluyendo por los espacios entre medias del haz de tubos (cara externa de los tubos), produciéndose una transferencia de calor por contacto indirecto.

Está compuesta por secciones de chapa violadas y unidas por cordones de soldadura, estas soldaduras suelen ser radiografiadas al 100% para garantizar su calidad ante las altas presiones a las que estarán sometidas, ya que en el cálculo de espesor se utiliza como parámetro de eficiencia 1 para garantizar el menor espesor de chapa posible garantizando el ahorro tanto económico como en peso.

El material más corriente utilizado para la carcasa es acero al carbono SA-516 Gr.70, pudiendo ser necesario el uso de acero aleado, SA-387 en el caso de que el vapor de entrada supere los 400°C . Este tramo se conoce como Minor Shell, siendo posible la utilización de menor espesor de chapa en esta zona que suele corresponderse con la zona de desreclaentamiento de los calentadores de alta presión.

Las entradas de vapor a alta temperatura y presión a la carcasa están provistas de chapas antichoque normalmente fabricadas en acero inoxidable SA-304 o SA-316, siendo estos materiales muy resistentes a la corrosión y compatibles a la hora de soldar con el acero al carbono por tener un coeficiente de dilatación más cercano a este tipo de material.

TUBOS

Constituyen el conducto por donde circula el agua de alimentación a la caldera, a través de estos se va calentando el agua de alimentación gracias al vapor que circula sobre la cara externa de los tubos proveniente de la extracción de la turbina. Su construcción suele ser en forma de U para provocar dos pasos de agua, ida y vuelta del final de la carcasa.

La selección del material de los tubos debe ser siempre elegida por el cliente salvo que se tomen garantías. El material más común que elegir a la hora de fabricación suelen ser los aceros inoxidables (estirados o con soldadura) o aceros al carbono aleados (estirados) y estos pueden ser fabricados en cualquier espesor.

El mismo espesor final resultante del cálculo para la parte recta del tubo deberá aplicarse a las curvas de los tubos en U sin ningún sobreespesor.

La unión del tubo a la placa tubular es normalmente, salvo especificación contraria del cliente, por expansionado en calentadores de baja presión y expansionado y soldado para alta presión.

No se debe utilizar el control del expansionado por medida de reducción de pared, utilizar procedimiento específico de adherencia por ensayo de tracción Pull of Test.

El expansionado del tubo contra la pared del taladro de la placa tubular debe ser de un 7% para asegurar que no exista despegue del tubo, esto es, la suficiente deformación plástica. Debe de controlarse el expansionado detenidamente para no disminuir el espesor del tubo por debajo del requerido por presión interna. Si se requiriera unión por soldadura en baja presión efectuar soldadura de estanqueidad por simple fusión y no soldadura de resistencia.

Es necesario en caso de longitudes significativas en torno a 13000mm rigidizar los tubos mediante placas soporte y baffles para impedir vibraciones.

PLACA TUBULAR

La placa tubular conocida como Tube Sheet es un elemento fijo (en cuanto a dilataciones térmicas) en el equipo donde van los tubos soldados. En esta parte del equipo se separa el lado vapor del lado agua, soportando mayores presiones, además soporta momentos flectores y cortantes de origen mecánico y térmico.

La placa tubular debe ser calculada según código y tratando de minimizar al máximo su espesor. Si el código o el cliente lo requiere deberá contarse con los dos labios extremos necesarios al radiografiado de las soldaduras de unión a cuerpo y caja de agua. En caso de equipos en posición vertical (cabeza abajo) prever taladros para drenaje completo del cuerpo.

En la cara de la placa tubular que da al lado del agua (cámara de agua), suele ser recargada con un metal que facilita la soldadura de los tubos. Esta soldadura es sellada para este tipo de equipos ya que se debe garantizar el expansionado de los tubos. Las tolerancias de taladrado y los taladros de este elemento son muy restrictivas. Ver tabla 1 y 2.

Un parámetro significativo en el diseño de la placa tubular es el radio de acuerdo Corner radius entre la parte cilíndrica y el disco, se determina en base a la experiencia de fabricación, la presión de diseño y el diámetro interior creciendo por encima del valor mínimo 50mm.

BAFFLES Y PLACAS SOPORTE

Las placas soporte tienen como objetivo reducir las vibraciones en los tubos, su diseño es un problema complejo que se ve afectado por diversos factores; geometría de la entrada del fluido, geometría de la salida del fluido, las diferentes direcciones del flujo (tanto el vapor como el agua de alimentación) influyen directamente sobre la configuración de los baffles. Por lo que es complejo establecer un criterio definitivo para su cálculo de diseño.

Nominal Tube O.D. in	Tube Hole Diameter & Under Tolerance				Over Tolerance in	
	in-Standard Fit		in-Close Fit			
	Nominal Diameter	Under Tolerance	Nominal Diameter	Under Tolerance	Standard Max.	
5/8	0.635	0.004	0.633	0.002	0.002	0.010
3/4	0.760	0.004	0.758	0.002	0.002	0.010
7/8	0.885	0.004	0.883	0.002	0.002	0.010
1	1.012	0.004	1.010	0.002	0.002	0.010

Tabla 3.1: Tolerancias Taladros Placa Tubular.

Fuente 3.1: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

Nominal Tube O.D. in	Nominal Tube Pitch in	Tube Hole Dia. Std. Fit	Nominal Ligament Width in	Minimum Standard Ligament Width, in				Minimum Permissible Ligament Width, in.
				Tubesheet Thickness, in				
				3	4	5	6	
5/8	13/16	0.635	0.178	0.133	0.128	0.122	0.117	0.090
	27/32		0.209	0.164	0.159	0.153	0.148	0.105
	7/8		0.240	0.195	0.190	0.184	0.179	0.120
3/4	15/16	0.760	0.178	0.135	0.131	0.126	0.122	0.090
	31/32		0.209	0.166	0.162	0.157	0.153	0.105
	1		0.240	0.197	0.193	0.189	0.184	0.120
	1 1/16		0.303	0.259	0.255	0.251	0.247	0.150
	1 1/8		0.365	0.322	0.318	0.314	0.309	0.185
7/8	1 3/32	0.885	0.209	0.168	0.164	0.160	0.157	0.105
	1 1/8		0.240	0.199	0.195	0.192	0.188	0.120
	1 3/16		0.303	0.261	0.257	0.254	0.250	0.150
	1 1/4		0.365	0.324	0.320	0.317	0.313	0.185
1	1 1/4	1.012	0.238	0.198	0.195	0.192	0.189	0.120
	1 5/16		0.301	0.260	0.257	0.254	0.251	0.150
	1 3/8		0.363	0.323	0.320	0.317	0.314	0.185

Tabla 3.2 : Tolerancias Taladros Placa Tubular.

Fuente 3.2: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

En cuanto a los baffles además de mitigar las vibraciones en las zonas de subenfriamiento y desrecalentamiento del intercambiador tienen como misión disminuir la velocidad del vapor de entrada que es conducido por la cara exterior de los tubos para garantizar un mayor intercambio de calor.

El espesor mínimo para los baffles y las placas soporte en la zona de desrecalentamiento y condensado es 3/8" para pequeños diámetros 18" y para grandes diámetros 5/8". En la zona de subenfriamiento el espesor mínimo es de 3/8".

CÁMARA DE AGUA

La cámara de agua distribuye el agua de alimentación mediante una tapa de partición que divide la entrada del agua y la salida, esta tapa esta provista de una puerta de acceso para tareas de mantenimiento.

Existen diferentes tipos de cierres que dependen directamente del tamaño y presión. Para equipos de alta presión se suele instalar juntas en las bocas de hombre o en cierre con acceso total, de tipo metálico que irán soldadas posteriormente.

3.3 PROCESO DE INTERCAMBIO DE CALOR

La transmisión de calor por parte del vapor al agua de alimentación de caldera (agua que circula por los tubos) se mide en términos de entalpia kJ/kg en el SI . Por un lado, tenemos el foco frio, que se corresponde con el agua de alimentación, el cual sufre un aumento de temperatura y por otro lado tenemos el vapor que se corresponde con el foco caliente, que sufre una disminución de temperatura llegando a condensar y convertirse en liquido saturado o subenfriado.

El vapor procedente de la extracción de la turbina llega sin regulación mediante válvulas de todo o nada. La demanda de entrada de vapor se autorregula en función del caudal que circula por los tubos y la temperatura con la que entra al equipo.

3.4 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En el calentador se tienen fundamentalmente dos tipos de transferencia de calor:

Conducción

Este tipo de transmisión de calor conlleva una transferencia de energía entre las partículas más energéticas de una sustancia hacia las menos energéticas, es decir se produce un intercambio de energía interna. La conducción se puede producir en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y los líquidos la conducción se produce a través de las colisiones de las moléculas mediante su movimiento aleatorio. En los sólidos la conducción se corresponde con las vibraciones de las moléculas y al transporte calor por parte de los electrones libres.

Por ejemplo, el calentamiento de un refresco en una lata de aluminio y la transmisión de calor a través de ella se produce por la diferencia de temperaturas entre las partes implicadas y la capacidad del aluminio para conducir el calor. Este proceso se rige por la ley de Fourier de la conducción del calor $Q=k \cdot A \cdot \Delta T / L$

- k: conductividad térmica del material (W/m°C)
- Q: Calor transferido (W)
- ΔT : Diferencia de temperatura entre las partes consideradas
- L: Espesor

Este tipo de transferencia de calor se encuentra entre las paredes de los tubos del intercambiador, por lo tanto, la rapidez de conducción dependerá directamente de su espesor, material y configuración geométrica de este.

La elección del material de los tubos es un parámetro fundamental de diseño ya que la conductividad térmica de este, determinara la superficie útil necesaria y por consiguiente su número.

Convección

Este mecanismo de transferencia de energía implica a una superficie sólida y un líquido o gas adyacente que están en movimiento. Cuanto más rápido es el movimiento de un fluido mayor es la transferencia de calor por convección, si no se cuenta con el movimiento del fluido líquido o gas, el mecanismo de transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es conducción pura. Dependiendo del comportamiento del fluido la convección puede ser de dos tipos:

- Convección Forzada: El fluido es forzado a circular sobre la superficie sólida mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento.
- Convección Natural: El movimiento del fluido es debido a diferencias de densidades debidas a la variación de temperatura en el fluido.

La convección se expresa de forma conveniente mediante la ley de Newton de enfriamiento $Q=h \cdot A \cdot \Delta T$

- h : Coeficiente de transferencia de calor por convección
- Q : Calor transferido (W)
- ΔT : Diferencia de temperatura entre las partes consideradas

Los procesos de transferencia de calor por convección comprenden el cambio de fase de un fluido durante un proceso por esta razón este proceso de transferencia ocurre entre el vapor y la superficie exterior de los tubos del intercambiador de manera forzada. Durante este proceso ocurren tres cambios de estado del fluido correspondientes con las tres zonas y por consiguiente tres coeficientes de convección para cada zona. Estos coeficientes son los más complejos de determinar a la hora del diseño térmico del intercambiador de calor.

3.5 DEFINICIONES TÉRMICAS ESENCIALES

Diferencia de Temperatura final (TTD: Terminal Temperature Difference)

La diferencia de temperatura final TTD es la diferencia de temperatura entre la temperatura de saturación correspondiente a la extracción de vapor y la temperatura de salida del agua de alimentación. Este valor puede ser positivo o negativo, si es inferior a 2°C se tendrá que diseñar con zona de desrecalentamiento o no podrá aumentar la temperatura de salida del agua de alimentación por encima de la de saturación del vapor. Esta zona permite al vapor sobrecalentado estar mayor tiempo en contacto con los tubos y como consecuencia mayor intercambio de calor.

Diferencia térmica de drenajes de subenfriamiento (DCA: Drain Subcooler Approach)

Es la diferencia de temperatura de drenajes de salida del lado carcasa y la entrada del agua de alimentación en el lado tubos.

Se recomienda que los calentadores estén diseñados con un valor de $DCA=10^{\circ}F$ para tener un balance térmico que garantice la temperatura de subenfriamiento necesaria además de eliminar la posibilidad de una evaporación súbita a la salida de los drenajes del calentador.

Diferencia Media Logarítmica de Temperatura (LMTD: Logarithmic Mean Temperature Difference)

Es la ratio de diferencia de temperaturas entre la mayor diferencia posible y la menor diferencia posible de temperaturas.

Área efectiva

La superficie efectiva es el área útil dentro del proceso de intercambio de calor, en los calentadores incluye:

- Área útil de los tubos (correspondiente a la longitud total).
- Área de los tubos sin contar la parte que se introduce en la placa tubular.
- Superficie inactiva (superficie de los tubos que se introduce en la placa tubular).
- Área inundada (se corresponde con el área de los tubos que esta sumergida en la zona de condensado).

A la superficie total habrá que restarla la superficie inactiva en la placa tubular, la superficie inundada y la superficie que no está en contacto con el flujo de vapor o a él condensado.

3.6 FUNCIONAMIENTO

Para asegurar un correcto de funcionamiento de la central se deberá garantizar las temperaturas de salida de agua de alimentación a la caldera y el subenfriamiento en la salida de los drenajes del tren de calentadores, por lo tanto, el funcionamiento del intercambiador debe ser al 100% coincidente con la producción a plena potencia de la planta.

Sin embargo, puede funcionar a menor proporción durante el arranque o la parada, momentos para los que el calentador tiene que estar preparado. Para estos modos de funcionamiento se diseñará las zonas de desrecalentamiento con margen entre la temperatura de la superficie exterior del tubo y la temperatura de condensación, con esto se evita la aparición de gotas de condensado en esta zona y se proviene de una posible erosión de estas en las paredes de los tubos. Se recomienda que este margen sea superior a $2^{\circ}C$ aproximadamente.

Un problema a tener en cuenta a la hora del diseño es el bypass , por el cual el calentador trabajará con un flujo masico ,vibraciones y perdidas de carga mayores.

El factor de ensuciamiento fouling es un parámetro que también se tendrá en cuenta a la hora del diseño térmico y mecánico, con el fin de evitar atascos en los tubos. Se aplicará una resistencia mínima de 0,02% en la superficie exterior de los tubos y 0,003% en la zona de desrecalentamiento.

3.7 ZONAS DE CAMBIO DE ESTADO EN UN CALENTADOR

Un calentador consta de zonas en las cuales se producen cambios de estado con objetivos diferentes pero relacionados entre sí. A continuación, se muestran las diferentes zonas de un calentador de alta presión.

ZONA DE DESRECALENTAMIENTO

Es la primera zona que se encuentra el vapor sobrecalentado al entrar en el calentador, situada en el paso de salida del agua de alimentación, está delimitada por medio de chapas que forman un cajón de desrecalentamiento. En esta zona se extrae el calor latente del vapor sobrecalentado obteniendo un mayor incremento de temperatura en el agua de alimentación. Sin esta zona el agua de alimentación solo podría acercarse a la temperatura de saturación del vapor nunca podría igualarla ni excederla.

Sin embargo, el calor transferido del vapor al agua de alimentación es menor que en la zona de condensación, pero la diferencia de temperaturas entre el vapor y el agua de alimentación es mucho mayor, por lo tanto, cada metro cuadrado de superficie en la zona de desrecalentamiento transferirá una cantidad significativa de calor.

Desde el punto de vista económico el sobre coste que supone esta zona es justificable debido a la mejora en el rendimiento del ciclo por el incremento de temperatura del agua de alimentación.

El diseño de esta zona está sujeta a varias limitaciones:

- La temperatura de salida del vapor de esta zona debe ser mayor que la temperatura de condensación.
- El vapor debe de tener el suficiente calor para obtener la temperatura de salida requerida del agua de alimentación.
- Velocidades del vapor en su paso longitudinal y transversal
- Pérdida de carga máxima 4 psi.

El vapor sobrecalentado se dirige a través de baffles desde la tubuladura de entrada, distribuyéndose uniformemente alrededor de los tubos. La existencia de estos permite una mayor transferencia de calor ya que el vapor permanece más tiempo en la zona. Al final de la zona se utilizará una chapa completa, con tolerancias de taladrado igual a la placa tubular, para evitar la posibilidad de contacto del vapor sobrecalentado con la placa tubular y erosiones por velocidad y altas temperaturas. Con esta chapa se crea una capa de vapor, que proporciona una mayor resistencia térmica, evitando un aumento térmico en la placa tubular.

ZONA DE CONDENSACION

Es la mayor área dentro del calentador, en esta zona se produce un segundo cambio de estado la condensación, transfiriendo el calor al agua de alimentación y suprimiendo el calor latente del vapor. Se produce a la temperatura de saturación y presión de la extracción del vapor de la turbina.

El vapor entra en la zona de condensación desde la salida de la zona de desrecalentamiento distribuyéndose uniformemente a través de los baffles/placas soportes. En el proceso de condensación de vapor entran gases no condensables, deben ser expulsados mediante las

tubuladuras de venteo para evitar la cobertura de la superficie de intercambio, reducción del rendimiento y aumentar fenómenos corrosivos.

Las conexiones de venteo están situadas en el punto de presión más bajo, una de ellas en la parte superior del intercambiador y la otra por debajo del área de condensado en la propia carcasa o área de condensación.

El líquido procedente de la condensación se almacena en la parte inferior de la carcasa, junto con los drenajes que entran al intercambiador por la zona de condensación, proveniente del intercambiador de mayor presión. Estos se eliminan por medio de los drenajes de salida o se hacen pasar por un subenfriador de drenajes.

ZONA DE SUBENFRIAMIENTO

Se localiza en la entrada de agua de alimentación, y está cerrado por medio de un cajón de chapas. Cuenta con una cierta longitud de la longitud total de todos los tubos para subenfriar el condensado.

En esta zona se intercambia calor sensible entre el líquido saturado y el agua de alimentación a la caldera, de tal manera que se produce un aumento de temperatura en el agua de alimentación y una disminución de esta en el condensado.

La temperatura de salida de los drenajes es subenfriada por debajo de la temperatura de saturación del condensado, esto permite reducir la tendencia de los drenajes a vaporizar y erosionar las tuberías y válvulas.

Cuando en la cubierta de la zona de subenfriamiento está expuesta al vapor dentro de la carcasa una cierta cantidad significativa de calor se cede desde la parte más caliente del vapor hasta la parte más fría del condensado dentro de la zona. Esto se tiene en cuenta desde el punto de vista del diseño térmico como un recalentamiento añadido y se calcula una superficie adicional para este suceso.

VENTEO

En el calentador es necesario un sistema individual de venteo de gases no condensables conectado mediante tuberías desaireador si el calentador es de alta presión o condensador si el calentador es de alta presión. Las tuberías deben estar diseñadas para eliminar el 0,5% del caudal de entrada de vapor.

Estos gases no condensables se producen en los tres cambios de fases quedándose en el interior del condensado por ello es necesario extraer de forma continua el aire y el vapor no condensado, los cuales se encuentran en las partes más altas del calentador debido a la diferencia de densidades. El sistema consta de una bomba de vacío o de chorro de vapor además de una monitorización de la temperatura y del nivel de incondensables por parte de la central, siendo estos parámetros fundamentales para el correcto funcionamiento del equipo.

Si no se consigue una correcta eliminación de los gases no condensables por parte del sistema de venteo, pueden producirse varios problemas a tener en cuenta:

- Corrosión de los baffles y placas soporte.

- Esfuerzos inducidos en los tubos.
- Corrosión y erosión de los tubos.
- Aumento de la degradación del calentador.

Estos problemas originan un aumento en los costes de mantenimiento pudiendo llegar incluso a la sustitución completa del calentador. Para evitarlos es necesario un correcto diseño del sistema evitando conexiones en cascada y realizando inspecciones de manera constante.

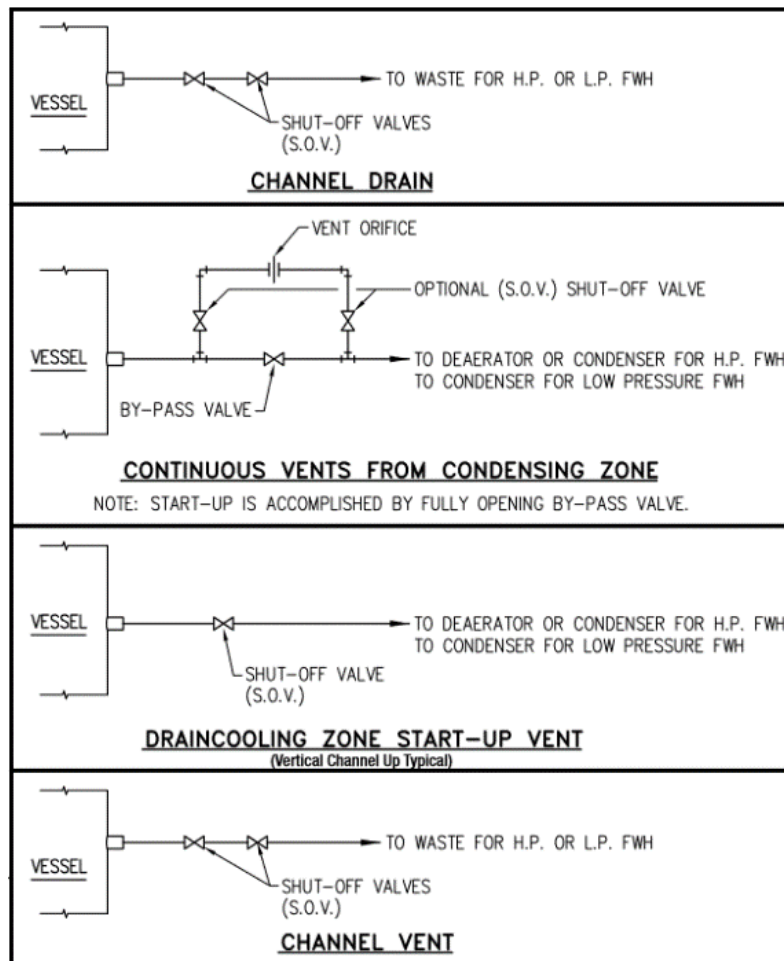


Figura 3.9: Esquemas de Conexión de Tubos Recomendados.

Fuente 3.9: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

3.8 VÁLVULA DE SEGURIDAD

En caso de un mal funcionamiento del equipo, es necesario desviar el flujo de entrada mediante bypass para permitir el mantenimiento o reparación del calentador sin tener que interrumpir la producción de la central. Los tubos del equipo deben estar protegidos con válvulas para evitar sobre presiones en ellos, el diámetro mínimo para este tipo de conexiones es de $\frac{3}{4}$ " entre la entrada de agua y la salida de las válvulas.

Para proteger la carcasa, en caso de fallo de la placa tubular, la presión y temperatura de diseño de la válvula deberá de coincidir con la temperatura y presión de diseño de la carcasa, normalmente las válvulas de seguridad del lado carcasa están expuestas al vapor sobrecalentado, pero si se produce una condensación en la primera capa de los tubos citada anteriormente la válvula debe estar diseñada para trabajar con agua.

La elección de este tipo de válvulas se hace en base a la presión, temperatura, y pérdida de carga admisible. El uso de este tipo de válvulas tiene los siguientes beneficios:

- Permite desviar el flujo de entrada durante picos de carga incrementando el rendimiento de la turbina.
- Mejora el rendimiento termodinámico del ciclo.
- Permite un mantenimiento sin interrumpir el flujo del ciclo.
- Protege la chaqueta vapor del calentador contra rupturas o filtraciones de los tubos.
- Protege al calentador de sobre presiones.

[4]

3.9 MANTENIMIENTO

AGUA DE ALIMENTACIÓN

Uno de los principales problemas de estos equipos, tanto para los calentadores de alta presión (colocados después del desaireador) como para los calentadores de baja presión (colocados antes del desaireador) es la corrosión.

Por este motivo es necesario tener en cuenta la concentración de oxígeno y el pH presente en el agua de alimentación para evitar erosiones en lado tubos o lado carcasa y garantizar un correcto funcionamiento del equipo e instalación, se recomienda que el pH del agua de alimentación este en torno a 8 y 9,5. Debido a los incrementos de temperatura que están sometidos los materiales, se depositan óxidos de metal (hierro y cobre) dando lugar a la formación de lodos producidos en los cambios de estados del vapor y agrietamiento de los cordones de soldadura, esto dificulta la transferencia de calor. El contenido de estos metales debe ser menos de 20ppm para el hierro de 15ppm para el cobre. Estos valores están sujetos a cambios procedentes de nuevos productos químicos y diseño de la planta.

Se deberá inspeccionar el interior del equipo y en caso de depósitos excesivos sobre las paredes de los tubos, deberán de analizarse dichos depósitos bajo las indicaciones de los técnicos cualificados.

SANEAMIENTO DE LOS TUBOS

La limpieza de los tubos es un factor de vital importancia ya que una inadecuada limpieza afectara directamente a la transmisión de calor del intercambiador. Esta suciedad en los tubos conocida comúnmente como fouling produce atascos en los tubos causando numerosos inconvenientes como:

- El atasco de los tubos en un calentador de baja presión causara mayor requerimiento de potencia por parte de las bombas.
- El flujo de vapor procedente de la extracción de la turbina se recirculará al condensador perdiéndose el calor latente de este en el interior del condensador.

- Decremento de la eficiencia de la turbina además de un incremento de flujo y por lo tanto de carga en el condensador.
- Mayor demanda de potencia por parte de las bombas de alimentación a la caldera siendo en ocasiones inviable.

La corrosión afecta en mayor medida a los tubos cuyo material es acero carbono o aleaciones de cobre produciendo fracturas y desgastes en los tubos como se muestra en las imágenes a continuación.

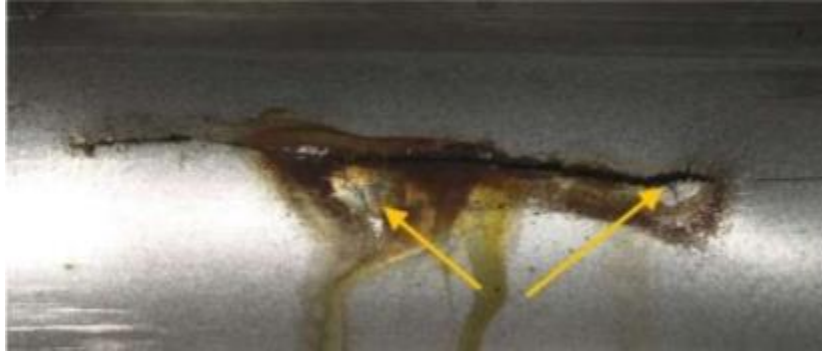


Figura 3.10: Fractura por Corrosión.



Figura 3.11: Fractura por Corrosión.

Los tubos de aleaciones de acero inoxidable, normalmente SA-304 o SA-316 son resistentes a los mecanismos comunes de corrosión que afectan a los tubos de aleaciones de cobre o acero carbón. Los tubos de aleaciones de acero inoxidable son considerados como la aleación perfecta para sustituir a las aleaciones de cobre, sin embargo, el acero inoxidable tiene una vulnerabilidad frente a los cloruros pudiendo llegar a provocar grietas por corrosión bajo tensión por eso no se recomienda el uso de este tipo de material en presencia de ese tipo de compuestos.

Estos componentes no suelen estar presentes en suficiente concentración para causar corrosión en el lado tubos. La mayor acumulación de compuestos corrosivos suele acumularse en la zona de desrecalentamiento del lado carcasa y en las grietas. Estas áreas

son las que más tienden a fallar incluso si el vapor tiene una calidad óptima. En este caso se recomienda el uso del SA-904.

En los casos en que los tubos sean de acero carbono se protegerá por una doble capa de magnetita (Fe_3O_4), para la formación de esta doble capa es necesaria la presencia de iones de hidróxido de sodio producida generalmente por el uso de amoníaco o una amina para conseguir la protección deseada.

Con respecto al pH cuanto más alto sea el valor son mejores para mantener la producción y estabilidad de la magnetita. Operar con valores bajos de pH en el agua de alimentación desestabiliza la magnetita y aumenta el ensuciamiento de los tubos y producción de depósitos de hierro siento estos inhibidores de la transferencia de calor.

En cuanto a la limpieza de los tubos en si existen principalmente dos métodos:

- Método mecánico: Consiste en introducir elementos como los mostrados en las imágenes siguientes e introducirlo con agua a presión en los tubos.
- Método Químico: Se introduce una solución de amoníaco siendo esta la forma más simple y directa de elevar el pH del condensado y el agua de alimentación al rango deseado para crear y estabilizar la capa de magnetita.

También se puede utilizar amina neutralizante para la corrosión del hierro, debe basarse principalmente en la necesidad de proporcionar más alcalinidad (un pH más alto) en un área de preocupación en la que se puede lograr simplemente aumentando los niveles de amoníaco. Esto incluye zonas donde el vapor se condensa primero en agua.

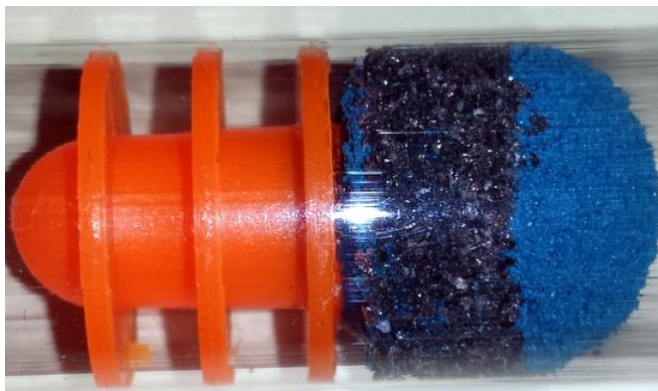


Figura 3.12: Elemento de Limpieza de Tubos.



Figura 3.13: Elemento de Limpieza de Tubos.

4 DESCRIPCIÓN DEL DISEÑO DEL CALENTADOR

CONDICIONES DE CONTORNO Y DISEÑO

La meta de este proyecto es describir el diseño, ingeniería, construcción, fabricación y mantenimiento de un intercambiador de calor cerrado horizontal de alta presión. Este equipo está diseñado para una central térmica de 350 MWe en Costanera, Chile y se sitúa en la segunda extracción de vapor en el lado de alta presión, posteriormente a este calentador, se encuentra el último calentador de alta presión, antes de la entrada del agua de alimentación a la caldera. El ciclo térmico corresponde a un ciclo regenerativo de Rankine, con una turbina con tres extracciones del cuerpo de alta presión, y tres extracciones en el de baja presión.

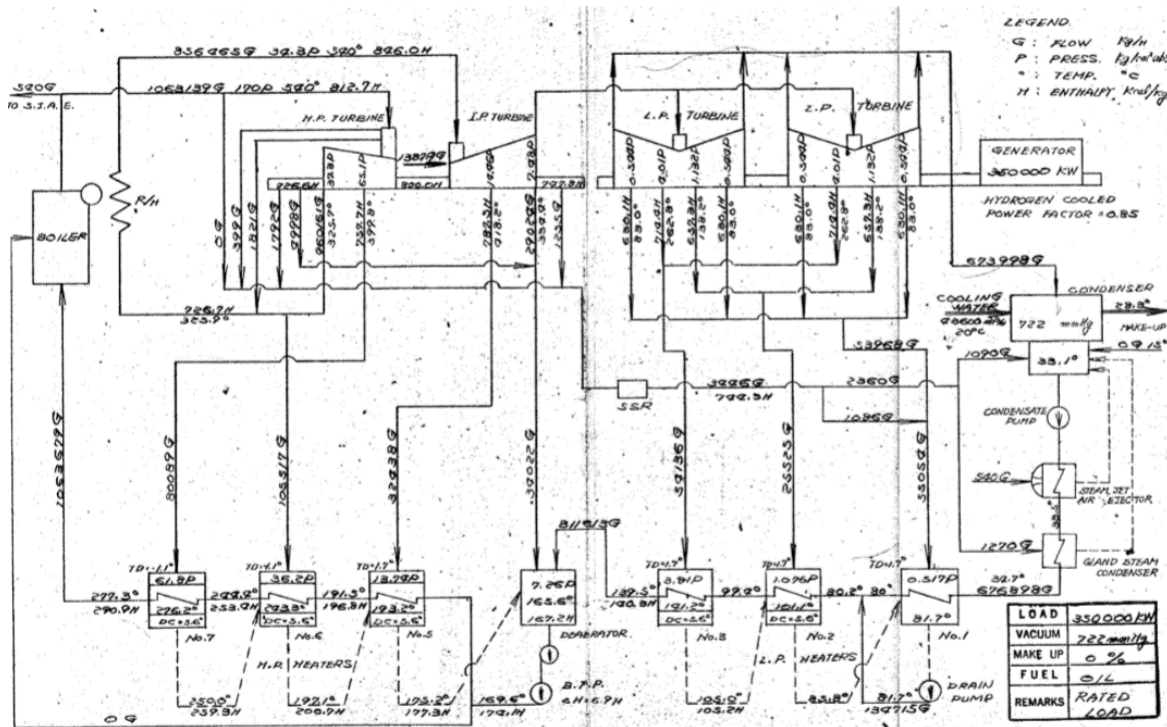


Figura 4.1: Esquema ciclo Rankine Regenerativo con recalentamiento y calentadores situados en cascada.

Fuente 4.1: Kelvion Thermal Solutions.

En el diseño de una central como la mostrada en la imagen anterior, el departamento de ingeniería encargado de su construcción tiene el deber de enviar documentos técnicos de carácter contractual a la compañía de ingeniería que se dedica a la fabricación y diseño de los recipientes a presión.

El objetivo fundamental de esta descripción es la ejecución de una oferta de carácter técnico y comercial, para elegir la solución más viable tanto económica como logística incluyendo plazos de ejecución del proyecto. En esta descripción se enumeran con detalle todas las características del equipo, las condiciones de contorno y requerimientos de diseño, operación y mantenimiento, que el intercambiador a diseñar debe de tener.

En este caso se procede a la sustitución del calentador nº6 debido a problemas de vibraciones y un fenómeno de corrosión conocido como pitting dando lugar a la causa de un fallo de operación. Por estas causas descritas en apartados posteriores se debe de sustituir el calentador nº6 por otro con unas condiciones de operación idénticas.

La temperatura de entrada del agua de alimentación al calentador es de aproximadamente 191,5°C y cuenta con una presión de 170 bar, mientras que la temperatura de la segunda extracción de la turbina es de 325,7°C y una presión de 37,3 bar. En la imagen siguiente se puede ver el esquema de flujo, temperatura, presión y entalpía de la planta:

DESCRIPCIÓN Y FUNCIONAMIENTO

Como se ha descrito en apartados anteriores el equipo a presión se diseña para precalentar el agua de alimentación y mejorar la eficiencia del ciclo termodinámico. Aunque los calentadores de alta presión suelen ser diseñados para ser colados en vertical, el cap nº6 tiene una posición horizontal dentro del ciclo mostrado. El ciclo que se muestra en la imagen nºx es un ciclo Rankine con todos los calentadores situados en cascada. Cuenta con tres calentadores situados en el lado de baja presión y tres calentadores en el lado de alta presión de la turbina. El cap nº6 situado en el lado de alta presión tiene una configuración de diseño de un intercambiador de carcasa y tubos en U.

El agua de alimentación a la caldera circula por el interior de los tubos en U a una presión de 170 bar que impulsa la bomba de salida del desaireador. El vapor procedente de la segunda extracción de la turbina a una presión de 36,2 bar entra en el equipo circulando por el exterior de los tubos y condensándose. El líquido procedente de la condensación del vapor cae del calentador nº6 al calentador nº5 por una depresión creada en el desaireador. En el calentador nº5 ocurre exactamente lo mismo a diferentes presiones de extracción que en el calentador nº6 y nº7, sin embargo, se recircula el líquido condensado al desaireador para calentar el agua de alimentación procedente de los calentadores de baja y ser recirculado de nuevo a la caldera,.

La diferencia fundamental entre los calentadores de baja y los calentadores de alta presión es que en los calentadores de baja la depresión que hace caer el líquido condensado la produce el condensador y en los de alta la produce el desaireador.

También se puede observar en el lado de baja presión que el líquido condensado del calentador nº2 cae al calentador nº1 cosa que es inusual ya que normalmente este cae al pozo de condensados situado en el condensador. Por esta razón el condensador nº1 cuenta con una bomba que eleva la presión del líquido hasta la presión del agua de alimentación del lado de baja de 7,26 bar.

El equipo está diseñado con tres zonas donde se produce la transferencia de calor de manera diferente.

PROBLEMÁTICA DEL EQUIPO ORIGINAL

Como se cita en apartados anteriores el calentador original nº6 tuvo problemas de corrosión y vibraciones además de un inadecuado control del nivel de agua de condensación. Los

mecanismos principales identificados que afectan al calentador nº6 de agua de alimentación son los siguientes:

- Corrosión General o Uniforme: Es el mecanismo más común de corrosión se identifica por producirse una reacción química o electroquímica de manera uniforme en toda la superficie en contacto con el fluido o una gran parte de ella de esa superficie. El metal de los tubos o carcasa del intercambiador pierde paulatinamente espesor y finalmente un deterioro notable debido a las cargas tensionales que afectan a estos elementos.
- Corrosión por Pitting (picaduras) y Corrosión por Grietas: Usualmente se producen en parte juntas porque desde el punto de vista de producción de deterioro del daño mecánico en los tubos del calentador de agua de alimentación son equivalentes. Rigurosamente hablando, el término "pitting" solo debe usarse para describir la corrosión que da lugar a la desintegración local de una película protectora, por ejemplo; descomposición pasiva de una película protectora del lado tubos del calentador.
- Por otra parte la corrosión por grietas, se localiza en una superficie de metal corroída, o contigua a una zona protegida a la exposición del material al fluido corrosivo. La corrosión por grietas se puede dar sobre todo en superficies porosas, lodos unidos a la superficie del lado tubos. Cuando las áreas de las grietas tienen tamaños reducidos, la corrosión resultante puede asemejarse a una corrosión por pitting. Este tipo de corrosión se asocia con la ausencia de oxígeno en el líquido estancado, dando como resultado la corrosión de las paredes de metal cercanas a la grieta. En procesos de corrosión por pitting y corrosión por grietas, el cloruro tiene un peso importante. Es usual encontrar este tipo de corrosión en las paredes de los tubos teniendo valores de cloruro en el agua superiores a 100000ppm.
- Corrosión Galvánica: Es la corrosión rápida de un metal que sucede debido a un contacto eléctrico con metales nobles en una solución corrosiva. Por lo tanto, en los metales con menor resistencia la corrosión galvánica se acelera y en los metales con una resistencia mayor resistencia disminuye. Cuando el metal es menos resistente se denomina anódico por el contrario cuando su resistencia es mayor se describe como catódico.
- Corrosión por erosión: Este tipo de corrosión aparece normalmente por la acción del agua en el lado tubos en zonas donde la turbulencia del fluido tiene una intensidad lo suficientemente elevada para causar la interrupción mecánica de la película protectora de óxido sobre la superficie de metal.
- Agrietamiento por corrosión bajo tensión: Se identifica por un crecimiento lento de fisuras en aleaciones que están sometidas a cargas tensionales sumado a un ambiente corrosivo específico. Usualmente, en los calentadores de agua de alimentación, la mayor parte de las fisuras por este tipo de corrosión se inician en el lado de vapor de los tubos de acero inoxidable ya que en este lado es donde más se concentran las cargas tensionales, aunque en un número limitado de ocasiones se encuentran en la zona de condensación o subenfriamiento.
- Corrosión Selectiva o Lixiviación Selectiva: Este mecanismo de corrosión se propaga en forma de solución sólida en aleaciones metálicas generalmente en forma de iones.

- Los compuestos más activos de una aleación se corroen predominantemente, dejando un manto superficial que tiene una gran proporción en elementos de aleaciones nobles. El grado de este tipo de corrosión corrientemente aumenta con los incrementos de temperatura o contenido de cloruro del agua de alimentación. La reacción iónica en el tubo sucede cuando el pH en el agua de alimentación y las condiciones potenciales en la superficie del metal permiten la corrosión de los compuestos más activos de los tubos, además de sustentar el compuesto más noble de la aleación de tal forma que permanezca inmune a la corrosión.
- Consecuentemente si tenemos depósitos estancados y puntos calientes en los tubos del calentador aumentarían el pH requerido para que se evite este tipo de corrosión a nivel local.
- Corrosión de impacto: Tiene lugar en la zona de desrecalentamiento los tubos se erosionan por la entrada del vapor a altas velocidades, es la forma más frecuente de erosión en los tubos del calentador de agua de alimentación. El ataque se localiza en la periferia de los tubos donde reciben el impacto directo del vapor con grandes energías. El problema más grave ocurre cuando el vapor tiene un porcentaje de vapor bajo es decir tiene pequeñas gotas que actúan como ``balas`` y generan una corrosión severa. En una fase inicial de este tipo de ataque los tubos pueden verse pulidos, pero en etapas posteriores, la superficie se vuelve cada vez más rugosa hasta llegar al punto de la perforación de la pared del tubo.
- Influencia de la Corrosión Microbiológica: Es usual confundir este tipo de corrosión con corrosión por pitting y en general ocurre en agua que se considera como válida para el uso en los calentadores de agua de alimentación. El término "influencia" se utiliza ya que la bacteria no es la causa activa de la corrosión. Frecuentemente la bacteria crea una película o lamina que forma una grieta en la superficie del metal. Esto aísla químicamente el agua en de la superficie metálica. La bacteria también puede metabolizar un compuesto que puede ser muy agresivo. La siguiente tabla muestra los tipos de bacterias más comunes que provocan este tipo de influen corrosión:

Organism	Action	Problem
Thiobacillus	Sulfate Reducer	Produces H_2SO_4
Desulfovibrio	Sulfate Reducer	Produces H_2S
Gallionella	Mn/Fe Fixer	Precipitates MnO_2 , Fe_2O_3
Crenothrix	Mn/Fe Fixer	Precipitates MnO_2 , Fe_2O_3
Spaerotilus	Mn/Fe Fixer	Precipitates MnO_2 , Fe_2O_3
Nitrobacter	Nitrate Reducer	Produces HNO_3

Tabla 4.1: Bacterias asociadas a la Corrosión.

Fuente 4.1: <http://www.plymouth.com/wp-content/uploads/2017/04/Janikowski-Material-Selection-PowerGen-2007.pdf>

El ataque por bacterias más usual son las influencias de bacterias reductoras de manganeso. Las bacterias colaboran en la oxidación del ion soluble para formar una capa de dióxido de manganeso insoluble en la superficie del metal creando una grieta en el metal. Esto da lugar a un incremento en la contrapresión del calentador por lo que se puede deducir que el calentador puede estar perdiendo superficie de intercambio en los tubos y que la cloración del agua está iniciándose. La cloración destinada a eliminar las bacterias y la lámina de óxido, acentúa el óxido aún más convirtiéndolo en permanganato. Debajo de la capa de óxido, los iones de hidrógeno y cloruro generados reaccionan para formar ácido clorhídrico, este ácido ataca la capa pasiva del inoxidable que inicia el ataque.

Se ha demostrado en estudios recientes que a partir concentraciones de manganeso del orden de 20 ppb y temperaturas de 25°C este tipo de corrosión se puede iniciar.

Para prevenir este tipo de corrosiones es necesario seguir las siguientes instrucciones:

- Identificar cualquier fuga en el condensador para evitar la entrada de agua contaminada a los equipos.
- Un correcto control de los componentes químicos del agua de alimentación, manteniendo siempre los valores recomendados.
- Inspecciones regulares de los tubos sobre todo en las zonas más problemáticas; en el drenaje de salida, en la entrada de vapor para prevenir los atascos.
- Hay que asegurar que las instalaciones de la central son adecuadas para las paradas y que no se produzcan sobre cargas tensionales en los equipos y se eliminan los sólidos en suspensión y depósitos producto de la corrosión.
- Eliminación de tensiones residuales mediante tratamientos térmicos aplicados a los tubos antes de su uso.
- Control riguroso de las superficies de los tubos antes de la instalación para la eliminación de defectos superficiales.

Fallo en el control de nivel del calentador:

El vapor procedente de la extracción de la turbina se condensa en la carcasa, estableciendo un nivel de líquido condensado en la zona de subenfriamiento y condensación. El nivel se controla para obtener estanqueidad y evitar las de vapor. La transferencia de calor máxima entre el vapor y el agua de alimentación se establece cuando la superficie externa del tubo más grande está expuesta al vapor sin fugas de este.

Cuando los tubos se encuentran demasiado sumergidos en el líquido condensado, el calor se transfiere al líquido condensado en vez de al agua de alimentación que circula por el interior de los tubos, dando como resultado una disminución de eficiencia del calentador. Un crecimiento parcialmente pequeño en el nivel de condensado (2'' – 4'') sobre el mínimo disminuye considerablemente la transferencia de calor dando como resultado un mayor consumo de combustible por parte de la caldera. Por lo tanto, es de vital importancia un riguroso control de nivel. [5]

El calentador por sustituir ha utilizado un sistema de nivel de desplazamiento mecánico con controladores neumáticos de accionamiento mecánico. Este tipo de controlador de nivel presento principalmente dos problemas:

- Mantenimiento: El mantenimiento de este tipo de nivel es demasiado exigente debido a fallos de estanqueidad y fallos en los rodamientos además de presentar dificultades en las bocas de suministro de aire.
- Susceptibilidad a cambios del agua de alimentación: La variación de la densidad del agua de alimentación y del vapor suponen cambios significativos en la medición del nivel de condensado. Un cambio de 0,1 en la densidad relativa del líquido dará un error de medición 12,5%.

Vibraciones:

Las vibraciones son otra causa más de la problemática del calentador a sustituir, especialmente cuando la temperatura del agua de entrada se encuentra por debajo de los valores esperados. Se han desarrollado muchos métodos para determinar el cálculo de vibraciones por tramos, cada uno usa diferentes hipótesis pero la mayoría de ellos dependen del material del tubo, diámetro y dimensiones. Si bien puede haber variaciones en el valor absoluto calculado para cada método, la relación con respecto a los materiales suele ser similar.

Existe un método que compara la vibración en función de las propiedades del material y la velocidad del vapor. La siguiente formula relaciona estas propiedades además de tener en cuenta el momento de inercia:

$$L = 9.5 \left(\frac{E * I}{\rho v^2 D} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$I = \frac{\pi}{64(D^4 - ID^4)}$$

- E = Modulo de Elasticidad (psi)
- I = Momento de Inercia (in⁴)
- ρ = Densidad del vapor (lb/ft³)
- v = Velocidad media del vapor de entrada
- D = Diámetro exterior del tubo
- ID = Diámetro interior del tubo

En esta fórmula como se puede observar el módulo de elasticidad del material del tubo tiene un peso importante a la hora del cálculo de vibraciones. Las aleaciones con mayor modulo son más rígidas y tienen mayor resistencia a las vibraciones que materiales con menor modulo.

4.1 DISEÑO TÉRMICO

4.1.1 BALANCE TÉRMICO

Antes de empezar a diseñar y cometer los cálculos concernientes a la construcción del equipo a presión, es inevitable realizar una aproximación del balance térmico para verificar que la hoja de datos suministrada por la planta es correcta. El balance se refiere las propiedades y características necesarias para calcular el equipo térmicamente; flujo masico, temperatura, presión y entalpía de las entradas y salidas del lado carcasa y del lado tubos del equipo a diseñar. Para un correcto razonamiento del balance, es preciso saber la situación del calentador dentro del ciclo termodinámico, particularidades y requisitos técnicos por especificación de diseño.

El equipo a presión se calculará térmicamente sin suponer pérdidas de calor es decir como un sistema adiabático, con pérdidas de calor despreciables entorno, ya que este después de su fabricación se forrará con un material aislante. El diseño se basa en la capacidad de calentar el agua de alimentación cumpliendo con parámetros definidos en capítulos anteriores como:

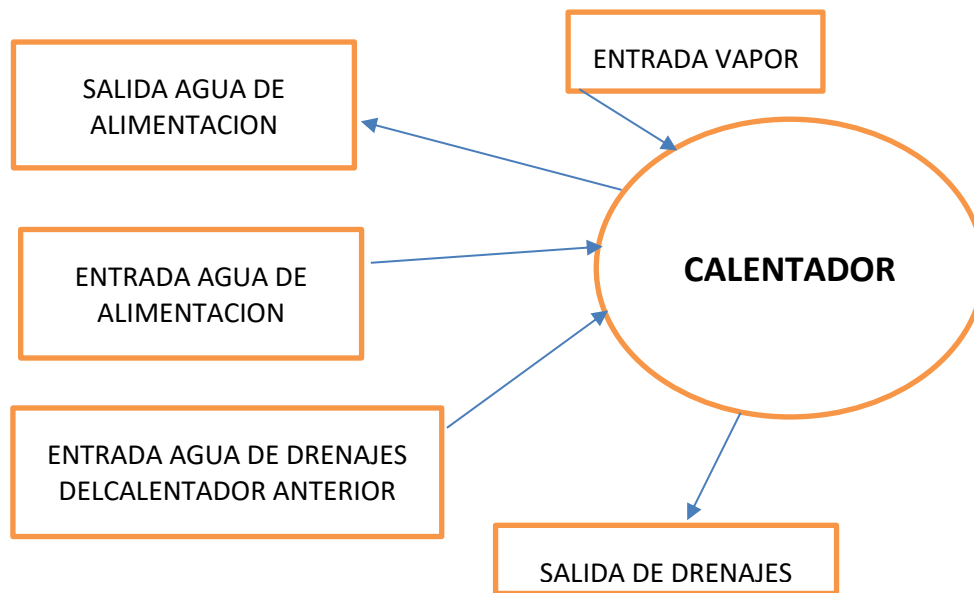
- La diferencia mínima entre la temperatura de saturación del vapor de entrada y la temperatura de salida del agua de alimentación a la caldera (TTD), esta diferencia puede ser positiva o negativa.
- La diferencia de temperatura entre la salida de drenajes del lado vapor y entrada del agua alimentación en el lado tubos (DCA).

Los parámetros que se necesitan para obtener una información precisa sobre el balance mínimos requeridos para tener una completa información del equipo a presión son:

- Entradas salidas lado tubos:
 - Pérdidas de presión del agua de alimentación.
 - Velocidad máxima del agua de alimentación.
 - Velocidad del agua de alimentación.
 - Entalpía de salida.
 - Caudal del agua de alimentación.
 - TTD.
 - Temperatura de entrada, salida y temperatura de diseño.
 - Perdida de carga máxima.
 - Dimensiones de tubuladuras de entrada y salida.
 - Presión de operación.
 - Presión de diseño.
 - Temperatura del metal y temperatura máxima del metal.
- Entradas salidas lado carcasa:
 - Flujo masico de entrada.
 - Temperatura de entrada, temperatura de saturación y temperatura de diseño.
 - Entalpía.
 - Temperatura caudal y temperatura de los drenajes de entrada.
 - Temperatura caudal y temperatura de los drenajes de salida.
 - Temperatura caudal y temperatura de los drenajes de subenfriamiento.

- Pérdidas de carga y presión de diseño.
- Temperatura del metal y temperatura máxima del metal.

En el siguiente esquema se muestra el esquema del balance masico de manera sencilla con el fin de comprenderlo:



Fuente 4.1: Elaboración Propia.

Figura 4.1: Esquema Balance Térmico.

Estos no son todos los flujos de entrada y salida del calentador solo se muestran los principales a modo explicativo. Los flujos de entrada y salida del calentador se pueden clasificar en:

- Flujos de entrada:
 - Agua de alimentación y agua de drenaje del calentador siguiente.
 - Vapor de extracción de la turbina a alta presión.
- Flujos de salida:
 - No existe flujo de salida del vapor ya que este se condensa y calienta el agua de alimentación del propio calentador y sale en forma de drenaje para el calentar el agua de alimentación del calentador anterior.
 - Salida de drenajes de agua condensada.
 - Agua de alimentación a caldera.

En las imágenes siguiente se muestra de manera esquemática los parámetros térmicos fundamentales, TTD y DCA del equipo a presión:

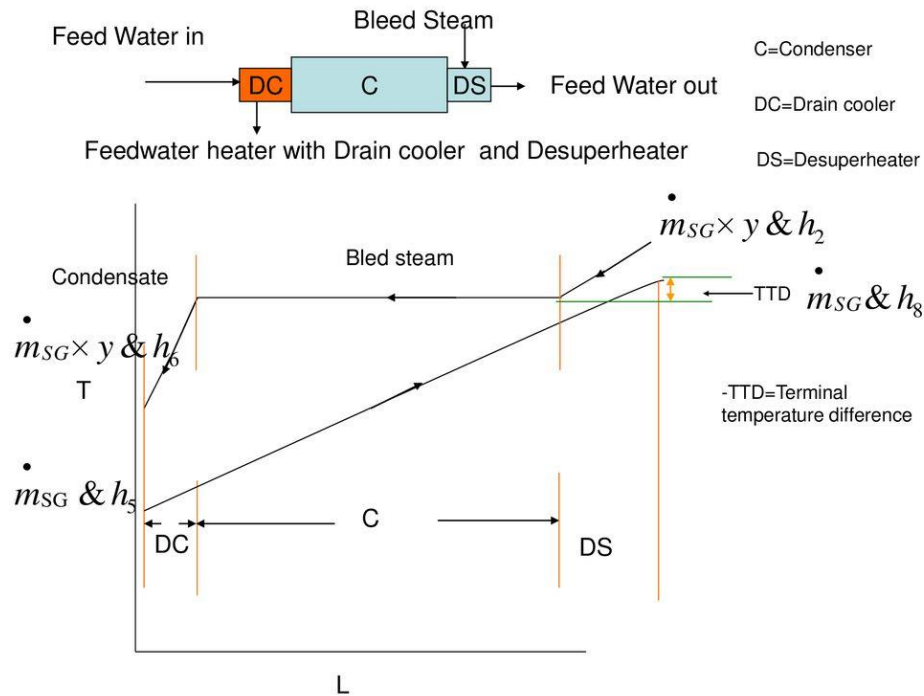


Figura 4.2: Parámetros Térmicos Fundamentales.

Fuente 4.2: <https://www.slideserve.com/echo-mcguire/a-train-of-closed-feed-water-heaters>.

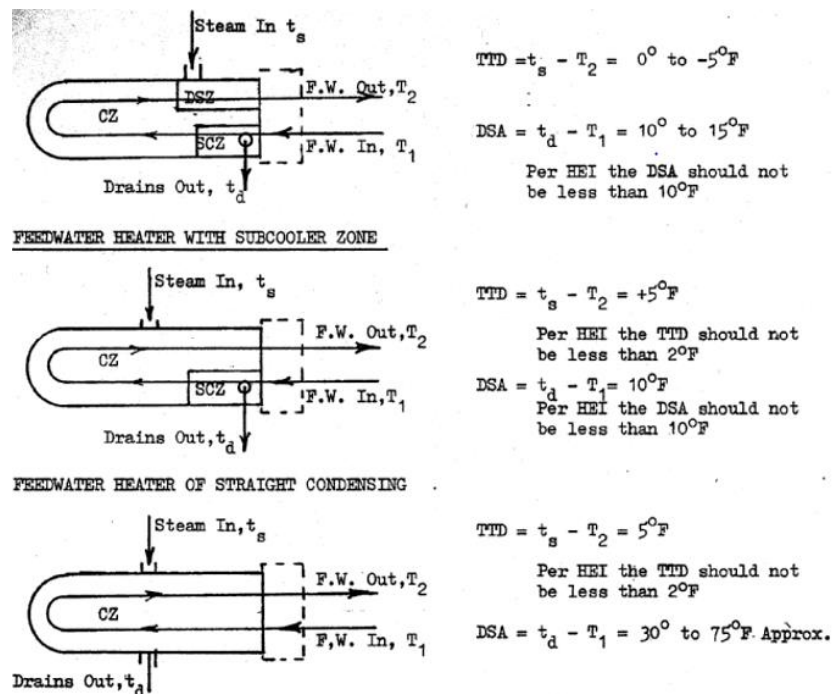


Figura 4.3: Parámetros Térmicos Fundamentales.

Fuente 4.3: Tubular Manufacturers Association Ninth Edition

4.1.2 VERIFICACIÓN DEL BALANCE TÉRMICO

La verificación del balance reside en comprobar que los parámetros de operación de partida, proporcionados por la ingeniería de la planta el diseñador de térmica de vapor, son correctos. Una manera de consolidar que nuestros cálculos de partida son correctos es que la relación de energía transferida por el vapor y la absorbida por el agua de alimentación debe de ser entorno al 100%.

$$\frac{Q_{\text{absorbido por el agua}}}{Q_{\text{cedido por el vapor}}} = \frac{Q1 - Q2}{Q3 + Q4 - Q5}$$

- Q1= Calor a la salida de agua de alimentación (KW)
- Q2= Calor a la entrada de agua de alimentación (KW)
- Q3= Calor en la entrada de extracción de vapor (KW)
- Q4= Calor en la entrada de drenajes del calentador posterior (KW)
- Q5= Calor en la salida de drenajes (KW)

Para determinar estos parámetros es necesario conocer la entalpia y el flujo masico en todas las entradas y salidas del equipo a presión:

$$Q = m \cdot h$$

- Q= Calor KW
- h= Entalpia (Kj/Kg)
- m=Flujo masico (Kg/s)

Como se puede ver en las tablas anteriores los parámetros fundamentales facilitados por la ingeniería de la tienen los siguientes valores:

- DCA= 5,6°C
- TTD= -1,1°C

El TTD cumple con los requisitos de diseño mostrados en la figura nº4.3 ya que está dentro del intervalo de valores de -17,77°C a -20,5°C según la normativa TEMA y también cumple con el requisito de la HEI ya que este valor no es menor que -16,66°C.

El DCA cumple con los requisitos de diseño mostrados en la figura nº4.3 ya que está dentro del intervalo de valores de -12,22°C a -9.44°C según la normativa TEMA y también cumple con el requisito de la HEI ya que este valor no es menor que -12.22°C.

En conclusión, se puede verificar que esta etapa inicial esta dentro de los requisitos térmicos fundamentales y los datos proporcionados por la empresa son correctos.

4.1.3 CÁLCULO TÉRMICO

El cálculo térmico del equipo es la fase posterior a la verificación del balance térmico. Se debe tomar la decisión del material que se usará en los tubos. Se partirá de material SA-556 Gr.C2 para los tubos y SA-556 Gr.70 para la carcasa.

Mediante el uso de los programas de diseño térmico para este tipo de equipos, que cuentan con las ecuaciones desarrolladas en capítulos posteriores, se calcularán los siguientes parámetros:

- Longitud de los tubos.
- Numero de tubos.
- Área de las tres zonas de intercambio de calor.
- Coeficiente global de transferencia de calor.
- Coeficientes de convección de las tres zonas.
- Pérdidas de Carga.
- Coeficiente de transferencia de calor de las tres zonas.

De tal manera que se ajusten lo máximo posible dentro de las pérdidas de carga admisibles y velocidades máximas de flujo.

4.1.4 SELECCIÓN MATERIAL DE LOS TUBOS

Esta fase es una de las fases del proyecto más determinante ya que marcara los costes de este. Los materiales se seleccionarán atendiendo a los requerimientos técnicos y económicos del proyecto. Se tomará en cuenta cuál de las alternativas es más óptima ajustándose siempre a los requerimientos técnicos de funcionamiento del calentador. Los parámetros técnicos principales a tener en cuenta son:

- Compuestos del agua de circulación.
- Conductividad del material.
- Máxima velocidad de diseño.

Una vez se escoge el material que mejor se ajusta a los requisitos técnicos, y descartadas todas las posibilidades pertinentes según el criterio económico, se pasa a evaluar cual es el material óptimo desde un punto de vista económico.

Otros factores para tener en cuenta son los fallos típicos que se producen en los tubos del equipo como se muestra en apartados anteriores los principales son:

- Corrosión por picaduras, producidas por la velocidad del fluido en los tubos y los compuestos químicos agresivos del agua de alimentación. Se recomienda con fallos de este tipo taponar los tubos para evitar la entrada de agua de circulación en el lado vapor, condensando este de manera repentina y produciendo daños irreversibles debido a la elevada presión en el lado tubos. Por otro lado, cuanto mayor es el número de tubos que se taponan, menor es la sección de paso del agua de circulación y en consonancia, mayor es la velocidad de paso por tubo, erosionando más rápido el resto del. [6]
- Fallo debido a la unión entre tubo y placa tubular. Esta zona es la más determinante de todas, ya que se trata de la barrera entre el lado vapor y el lado agua. La unión será soldada en función de los procedimientos de soldadura especificados por el cliente y por normativa. La unión puede ser soldada orbitalmente y expandida, pudiendo aparecer en las pruebas hidráulicas problemas de fugas y posteriormente en plante problemas de corrosión en la placa tubular. [7]

Otro parámetro a tener en cuenta es la temperatura máxima del metal en la tabla siguiente se muestran temperaturas máximas de los tubos en función del material.

Temperatura máxima admisible del metal de los tubos	
MATERIAL	TEMPERATURA
Cobre Arsenical	400°F
Admiralty	450°F
Cobre-Níquel (90-10)	600°F
Cobre-Níquel (80-20)	700°F
Cobre-Níquel (70-30): Recocido	700°F
Cobre-Níquel (70-30): Disminuido tensiones (tratado térmicamente).	800°F
Níquel-Cobre (70-30): Recocido	900°F
Níquel-Cobre (70-30): Disminuido tensiones (tratado térmicamente).	800°F
Acero al carbono (SA-556 C2)	800°F
Acero inoxidable (SA-688 tp.304)	800°F

Tabla 4.2: Temperatura máxima admisible del metal de los tubos.

Fuente 4.2: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

Si se realiza la unión tubo placa tubular solamente por expansionado, es recomendable que la temperatura de unión de expandido no sea superior a la máxima admisible del tubo, especificada en la tabla siguiente. Para una correcta interpretación de esto, la temperatura en la unión se debe de considerar como una temperatura en función de las condiciones dadas de salida de la placa tubular del agua de alimentación, sin embargo, para los tubos, la cual se considera una temperatura de entrada a el calentador.

En caso de sobre pasar el rango de temperaturas de la tabla mostrada a continuación, la unión tubo-placa deberá de ser soldada.

Máxima temperatura de expansionado en la unión tubo placa tubular	
MATERIAL	TEMPERATURA
Cobre Arsenical	350°F
Admiralty	350°F
Cobre-Níquel (90-10)	400°F
Cobre-Níquel (80-20)	450°F
Cobre-Níquel (70-30): Recocido	500°F
Cobre-Níquel (70-30): Disminuido tensiones (tratado térmicamente).	500°F

Níquel-Cobre (70-30): Recocido	550°F
Níquel-Cobre (70-30): Disminuido tensiones (tratado térmicamente).	550°F
Acero al carbono (SA-556 C2)	650°F
Acero inoxidable (SA-688 tp.304)	500°F

Tabla 3.3: Máxima temperatura de expansionado en la unión tubo placa tubular.

Fuente 4.3: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

El cálculo del espesor de las paredes de los tubos del calentador se debe calcular en función de la presión requerida por diseño y sus tolerancias de espesores. En la tabla siguiente aparecen los espesores mínimos de los tubos en U del calentador con respecto a su material:

Espesor mínimo de los tubos	
MATERIAL	ESPESOR
Cobre y aleaciones de Cobre	0,049"
Aleaciones de Níquel	0,049"
Acero inoxidable (tubos en U)	0,035"
Acero inoxidable (tubos rectos)	0,028"
Acero al Carbono	0,050"

Tabla 4.4: Espesor mínimo de los tubos.

Fuente 4.4: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

Nota: No se recomiendan soldaduras circulares en los tubos.

4.1.5 RADIO MÍNIMO

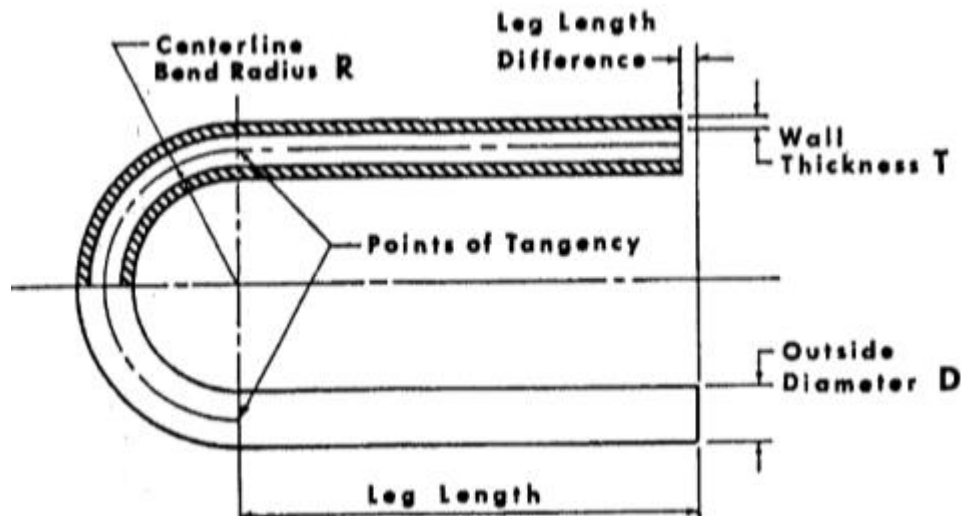
El radio mínimo de curvatura de los tubos en forma de U, debe ser como mínimo de 1-1/2 veces el diámetro exterior del tubo. El espesor requerido en la pared del tubo debe ser calculado con anterioridad a ser curvado y se calcula con la fórmula siguiente:

Para calcular el espesor requerido en la pared del tubo con anterioridad a ser curvado, se utiliza la siguiente fórmula:

$$t = \frac{P * d}{2 * S + 0,8 * P} * \left(1 + \frac{d}{4 * R}\right)$$

- P= Presión de diseño(bar).
- d= Diámetro exterior del tubo (mm).
- S= Tensión admisible del tubo a la temperatura de diseño (bar).

- t = Espesor de la pared del tubo antes de ser curvado (mm).



- Figura 4.4: Radio Mínimo del Tubo.

- Fuente 4.4: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

Cuando el equipo está diseñado para trabajar a bajas temperaturas el material en la parte curva del tubo es vulnerable a sufrir roturas ya que su tensión admisible disminuye. Es necesario un estudio de la tensión de ruptura de la parte curva de los tubos si las condiciones de diseño lo requieren. Posteriormente al doblado de los tubos durante su fabricación se someten al tratamiento térmico de distensionado para aliviar los esfuerzos en los tubos.

En la realización de la prueba hidrostática según normativa en el lado tubos se suelen producir fugas. Esta prueba está sujeta al Código ASME VIII Div.I (American Society of Mechanical Engineers). Si el tubo o los tubos que fugan tienen un difícil acceso (tubos interiores) en el interior del calentador, se pueden taponar de manera permanente en vez de remplazarlos dejándolos de esta manera inactivos y fuera del proceso de intercambio de calor. Por esta razón es imprescindible tener en cuenta a la hora del cálculo térmico de calentador.

Los materiales de los tubos para la fabricación de calentadores de alta presión deben ser uno de los mostrados en la tabla siguiente según normativa HEI y Código ASME:

Acero al Carbono	ASME SA-214
	ASME SA-557-A2
	ASME SA-557-B2
	ASME SA-557-C2
	ASME SA-179
	ASME SA-210-A1
	ASME SA-210-C
	ASME SA-556-A2
	ASME SA-556-B2
	ASME SA-556-C2
Cobre y aleaciones de Cobre	(ASME SB-395)
	Admiralty (ASME SB-395)
	70-30 Cu-Ni (ASME SB-395)
	80-20 Cu-Ni (ASME SB-395)
	90-10 Cu-Ni (ASME SB-395)
Aleaciones bajas	ASME SA-213 T11
	ASME SA-213 T22
Aleaciones de Níquel	70-30 Ni-Cu (ASME SB-163)
Acero inoxidable Austenítico	ASME SA-688 TP304, TP304L Y TP304N
	ASME SA-688 TP316, TP316L
	ASME SA-249 TP316N
	ASME SB-676
Acero inoxidable Ferrítico	ASME SA-803 TP439
	ASME SA-268

Tabla 4.5: Materiales de Tubos.

Fuente 4.5: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

En los casos en que el contenido en sales del agua de alimentación es elevada se utilizan aleaciones Cu-Ni. Estas aleaciones tienen una resistencia superior a altas presiones con respecto a los demás materiales, sin embargo, su coste de adquisición y fabricación elevado hacen que este tipo de aleaciones sean inusuales en la fabricación de tubos para este tipo de equipos.

Como resultado la elección del material del lado tubos queda reducido a tres opciones siguiendo el código HEI: aceros inoxidables austeníticos, aceros inoxidables ferríticos y aceros al carbono. En la siguiente figura se muestra un estudio de tensiones admisibles del material SA-688 TP304 y SA-556 C2:

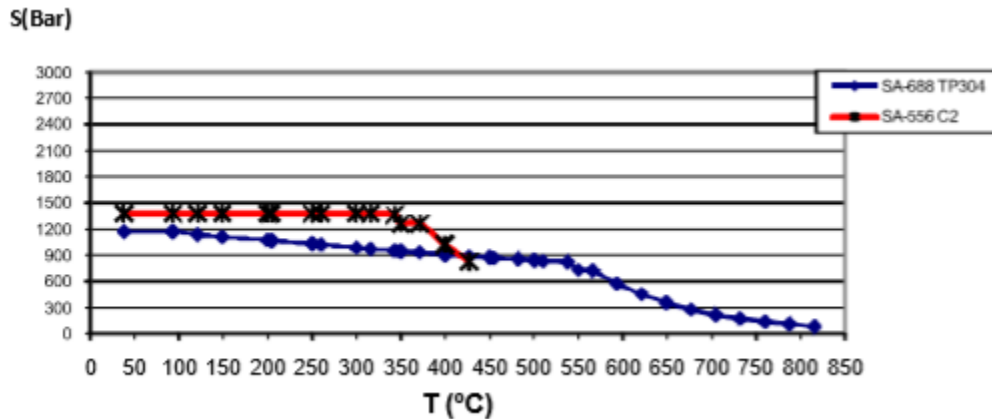


Figura 4.5: Estudio de tensiones admisibles del material SA-688 TP304 y SA-556 C2

Fuente 4.5: Tubular Manufactures Association Ninth Edition.

Como se puede ver en la figura anterior, el material SA-556-C2 (acero al carbono) tiene mayor tensión admisible que el SA-688 TP304 (Acero inoxidable Austenítico) hasta los 360° C, donde comienza a perder resistencia de manera drástica por lo que a partir de esta temperatura es mejor material el acero inoxidable.

Por lo tanto, ya que nuestra temperatura de diseño es de 270°C encontrándose por debajo de los 360°C, la mejor opción para la elección del material de los tubos es el acero al carbono. Con esta temperatura de diseño el material conserva su resistencia.

Por otro lado, como se comentó en capítulos anteriores, el acero al carbono es más vulnerable a la corrosión con respecto al acero inoxidable por es determinante saber la composición del agua de alimentación a la caldera que circulara por el interior de los tubos.

En la siguiente figura se puede ver que el acero al carbono presenta mejor conductividad térmica que el acero inoxidable.

	"Thermal Conductivity k, Btu-ft/hr-ft ² -°F for Temp °F of"													
	70	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
Carbon Steel														
"ASME SA-214, UNS K01807 (Welded)"	30.0	29.9	29.6	29.2	28.9	28.4	28.0	27.6	27.1	26.6	26.1	25.6	25.1	24.6
"ASME SA-557-A2, UNS K01807 (Welded)"	30.0	29.9	29.6	29.2	28.9	28.4	28.0	27.6	27.1	26.6	26.1	25.6	25.1	24.6
"ASME SA-557-B2, UNS K03007 (Welded)"	30.0	29.9	29.6	29.2	28.9	28.4	28.0	27.6	27.1	26.6	26.1	25.6	25.1	24.6
"ASME SA-557-C2, UNS K03506 (Welded)"	30.0	29.9	29.6	29.2	28.9	28.4	28.0	27.6	27.1	26.6	26.1	25.6	25.1	24.6
"ASME SA-179, UNS K01200 (SMLS)"	30.0	29.9	29.6	29.2	28.9	28.4	28.0	27.6	27.1	26.6	26.1	25.6	25.1	24.6
"ASME SA-210 A-1, UNS K02701 (SMLS)"	30.0	29.9	29.6	29.2	28.9	28.4	28.0	27.6	27.1	26.6	26.1	25.6	25.1	24.6
"ASME SA-210-C, UNS K03501 (SMLS)"	30.0	29.9	29.6	29.2	28.9	28.4	28.0	27.6	27.1	26.6	26.1	25.6	25.1	24.6
"ASME SA-556-A2, UNS K01807 (SMLS)"	30.0	29.9	29.6	29.2	28.9	28.4	28.0	27.6	27.1	26.6	26.1	25.6	25.1	24.6
"ASME SA-556-B2, UNS K02707 (SMLS)"	30.0	29.9	29.6	29.2	28.9	28.4	28.0	27.6	27.1	26.6	26.1	25.6	25.1	24.6
"ASME SA-556-C2, UNS K03006 (SMLS)"	30.0	29.9	29.6	29.2	28.9	28.4	28.0	27.6	27.1	26.6	26.1	25.6	25.1	24.6
Copper and Copper Alloys														
Arsenical Copper - DPA														
"ASME SB-395, UNS C14200 (SMLS)"	112													
Admiralty Metals - B/C/D (SMLS)														
"ASME SB-395, UNS C44300, C44400, C44500"	64.0	65.4	67.7	70.1	72.4	74.7	77.1	79.4						
70-30 Copper-Nickel														
"ASME SB-395, UNS C71500 (SMLS)"	17.0	17.5	18.3	19.1	19.9	20.6	21.6	22.4	23.2	24.0	24.8	25.7	26.5	27.3
80-20 Copper-Nickel														
"ASME SB-395, UNS C71000 (SMLS)"	21.0	21.5	22.3	23.1	23.9	24.7	25.5	26.3	27.1	27.9	28.7	29.5	30.3	31.1
90-10 Copper Nickel														
"ASME SB-395, UNS C70800 (SMLS)"	26.0	26.9	28.4	29.9	31.5	33.0	34.5	36.0	37.5	39.1	40.6	42.1		
Low Alloys														
"ASME SA-213 T11, UNS K11597 (SMLS)"	25.6	25.9	25.9	25.6	25.6	25.4	25.2	24.9	24.6	24.2	23.8	23.4	23.0	22.6
"ASME SA-213 T22, UNS K21590 (SMLS)"	20.9	21.0	21.2	21.3	21.4	21.5	21.5	21.5	21.5	21.4	21.3	21.1	20.9	20.7
Nickel Alloys														
70-30 Nickel-Copper														
"ASME SB-163, UNS N04400 (SMLS)"	12.6	12.9	13.4	13.9	14.5	15.0	15.6	16.1	16.6	17.0	17.5	17.9	18.4	18.9
Stainless Steel - Austenitic														
"ASME SA-888 TP304, TP304L, TP304N"	8.6	8.7	9.0	9.3	9.6	9.8	10.1	10.4	10.6	10.9	11.1	11.3	11.6	11.8
"UNS S30400, S30403, S30451 (Welded)"														
"ASME SA-888 TP316, TP316L"	7.7	7.9	8.2	8.4	8.7	9.0	9.2	9.5	9.8	10.0	10.3	10.5	10.7	11.0
"UNS S31600, S31603 (Welded)"														
"ASME SA-249 TP316N, UNS S31651 (Welded)"	7.7	7.9	8.2	8.4	8.7	9.0	9.2	9.5	9.8	10.0	10.3	10.5	10.7	11.0
"ASME SB-676, UNS N08367 (Welded)"			6.7	7.1	7.4	7.7	8.0	8.3	8.6	8.9	9.2	9.5	9.8	10.1
Stainless Steel - Ferritic														
"ASME SA-803 TP439, UNS S43035 (Welded)"			12.3	12.5	12.6	12.8	12.9	13.1	13.3	13.4	13.6	13.8	13.9	14.1
29Cr-4Mo														
"ASME SA-208, UNS S44735 (Welded)"			10.1	10.3	10.5	10.7	10.8	11.0	11.2	11.3	11.5	11.7	11.8	12.0

Tabla 4.6: Conductividad Térmica de Materiales.

Fuente 4.6: ASME Section II, Part D.

En conclusión, se seleccionará acero al carbono SA-556-C2 de partida, por las razones siguientes:

- Mayor conductividad térmica que el acero inoxidable.
- Composición del agua optima evitando problemas de corrosión.
- Tiene un coste menor que el acero inoxidable.
- Mayor tensión admisible que el acero inoxidable con respecto a la temperatura de diseño.

4.1.6 MÁXIMA VELOCIDAD DE CIRCULACIÓN

La velocidad del agua de alimentación en el interior de los tubos a la temperatura media (media aritmética entre la temperatura de entrada y salida) en condiciones normales de funcionamiento a plena carga, no debe superar los siguientes valores de la tabla:

VELOCIDAD MAXIMA DEL AGUA EN EL INTERIOR DE LOS TUBOS	
MATERIAL	VELOCIDAD
Acero inoxidable, 70-30 Ni-Cu	3,048 m/s
Cu-Ni (70-30,80-20,90-10)	2,7432 m/s
Admiralty y Cu	2,5908 m/s
Acero al carbono	2,4384 m/s

Tabla 4.7: Velocidad Máxima del agua en el interior de los tubos.

Fuente 4.7: ASME

Las temperaturas de entrada y salida del agua de alimentación en el calentador nº6 del ciclo son:

- T_e = temperatura del agua entrando en el calentador = 191,5 °C.
- T_s = temperatura del agua saliendo del calentador = 244,4°C.

Por lo tanto, la temperatura media necesaria para el cálculo de la velocidad es la siguiente:

$$T_m = \frac{T_e + T_s}{2} = 217,95^\circ\text{C}$$

Se requiere por diseño calcular la velocidad del agua con un factor de corrección para la temperatura real de funcionamiento. La velocidad máxima del agua por los tubos de la tabla viene dada a una temperatura de 60 °F, por esta razón se necesita una corrección de esta velocidad a la temperatura real de funcionamiento. La velocidad correspondiente a 60°F se determina por la formula siguiente:

$$V = V_t * \frac{v}{v_t}$$

- V = Velocidad del agua de alimentación a 60 °F (ft/s).
- V_t = Velocidad del agua de alimentación a la temperatura media T_m en condiciones normales y a plena carga (ft/s).
- v = Volumen específico para el agua saturada a 60 °F de temperatura (ft³ / lbm).
- v_t = Volumen específico del agua saturada a la temperatura media T_m y en condiciones normales (ft³ / lbm).

Para calcular los volúmenes específicos de la formula anterior se usa la siguiente figura:

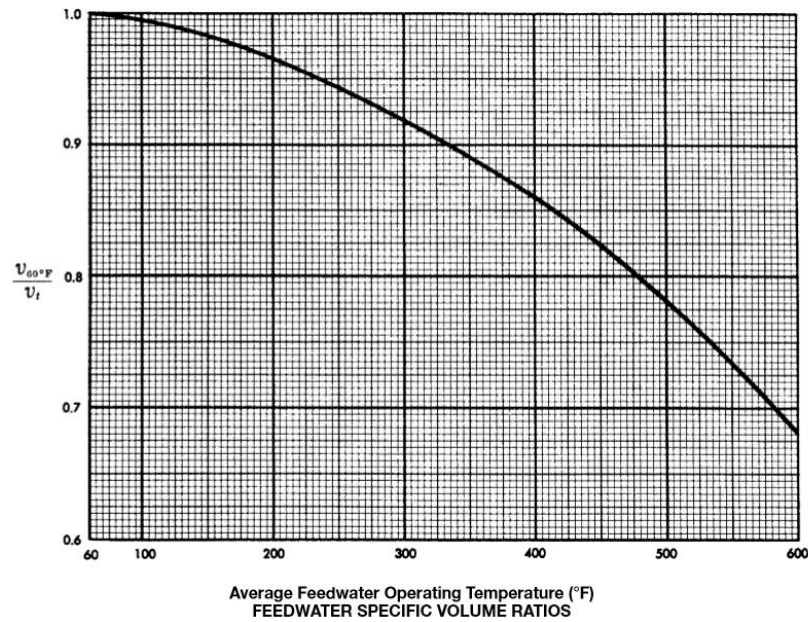


Figura 4.6: Volumen Especifico del agua a la temperatura media.

Fuente 4.6: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

En el caso en que la velocidad del agua de alimentación para el material del tubo seleccionado se máxima según la tabla, la velocidad de diseño para el agua de alimentación a 60 °F debe ser determinada directamente a partir de la tabla siguiente:

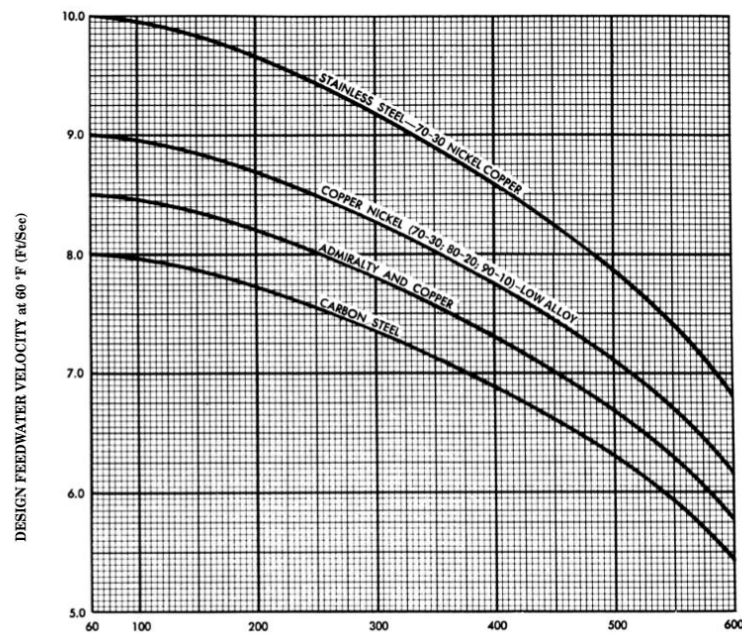


Figura 4.6: Temperatura Media de Operación.

Fuente 4.6: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

4.1.7 PÉRDIDA DE CARGA MÁXIMA EN EL LADO TUBOS

Es la pérdida de carga que se corresponde a las conexiones de entrada-salida y la producida en la curvatura de los tubos. El método de cálculo de la pérdida de carga se hace según la normativa H.E.I., en la pérdida de carga del lado tubos se incluyen las pérdidas de carga siguientes:

- Pérdida por fricción en los tubos.
- Pérdida en la entrada a los tubos (desde el inicio en la placa tubular).
- Pérdida en las conexiones de entrada y salida.
- Pérdida de carga por la curvatura de los tubos (tubos en U)

Este método se utiliza solamente para tubos con forma en “U” expansionados y soldados a la placa tubular. El método se adapta únicamente a la fabricación de tubos nuevos y limpios con el agua en régimen turbulento por su interior.

La pérdida de carga en el lado tubos no debe superar 0.5 bar. Las expresiones mostradas a continuación se utilizan para comprobar que el equipo a diseñar cumple con este requisito.

Pérdida de carga en la parte recta de los tubos:

$$f = 0,0014 + 0,125 * (RE)^{-32}$$

$$RE = \frac{w * d}{0,201389 * \mu * At}$$

$$\Delta Pt = \frac{1,396 * 10^{-7}}{C} * f * \left(\frac{w}{At}\right)^2 * \frac{L}{d}$$

Pérdida de carga en las tubuladuras de entrada y salida:

$$\Delta Pni = \frac{3,95 * 10^{-9}}{C} * \left(\frac{w}{An}\right)^2$$

$$\Delta Pno = \frac{2,034 * 10^{-9}}{C} * \left(\frac{w}{An}\right)^2$$

Pérdida de carga de la entrada, salida y curvatura de los tubos:

$$\Delta Pe = \frac{2,896 * 10^{-9}}{C} * Kt * \left(\frac{w}{An}\right)^2 * \frac{N}{2}$$

- f= Factor de fricción.
- RE= Numero de Reynolds.
- w= Caudal de agua de circulación (lb/hr).
- d= Diámetro nominal interno de los tubos
- Para un espesor mínimo de la pared de los tubos: nominal ID = nominal OD – 2x (espesor mínimo estimado +1/2 tolerancia).

- Para un espesor medio de la pared de los tubos: nominal ID = nominal OD $-2x$ (espesor medio estimado).
 - μ = Viscosidad (cp)
 - A_t = Superficie total de los tubos por paso de agua (in²).
 - C = Factor de corrección de densidad para una temperatura media de operación.
 - L = Longitud total de los tubos (ft).
 - ΔP_{ni} = Pérdida de carga a lo largo de la conexión de entrada del agua (psi).
 - ΔP_{no} = Pérdida de carga a lo largo de la conexión de salida del agua (psi).
 - A_n = Área de la conexión de agua (in²).
 - ΔP_e = Pérdida de carga a la entrada de los tubos, salida de los tubos y por la curvatura (psi).
 - K_t = Factor de corrección de las pérdidas según la configuración de los tubos.
 - N = Numero de pasos (este equipo cuenta con 2).
 - ΔP_t = Pérdida de carga en el interior de los tubos de la parte recta.

Las fórmulas anteriores para el cálculo de la pérdida de carga en la parte recta de los tubos siguen el orden de cálculo siguiente:

- Cálculo N° de Reynolds.
- Factor de fricción.
- Pérdida de carga en el interior de los tubos de la parte recta.

El factor de corrección de densidad C se debe calcular con la siguiente tabla entrando con la temperatura media de operación del agua de alimentación.

Según su configuración y como queden unidos los tubos a la placa tubular, habrá más o menos turbulencia en la entrada del agua de alimentación y por lo tanto una mayor o menor pérdida de carga. En la siguiente figura se puede ver el factor K_t en función de cómo quede el tubo unido a la placa tubular. [8]

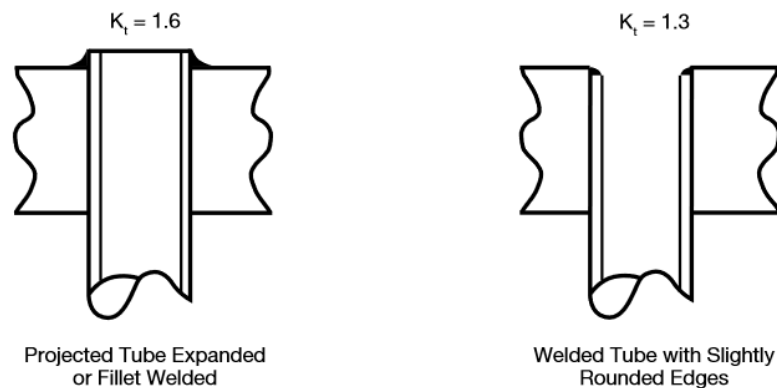


Figura 4.7: Factor de Corrección unión Tubo-Placa.

Fuente 4.7: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

4.1.8 PÉRDIDA DE CARGA MÁXIMA EN EL LADO CARCASA

Las pérdidas de carga en lado carcasa tienen las siguientes restricciones:

- La pérdida total de carga no puede sobrepasar el 30% de diferencia de presiones entre zonas.
- La diferencia de presiones entre entrada y salida no puede sobrepasar los 0,34 bar.
- Cualquier otro tipo de pérdidas no previstas.

La pérdida de carga en la zona de desrecalentamiento no podrá ser un 10% de la pérdida de carga máxima permitida en el lado carcasa.

La pérdida de carga en la zona de condensación se considera despreciables en comparación a la pérdida de carga en la zona de subenfriamiento.

La pérdida de carga en la zona de subenfriamiento tiene la siguiente expresión de cálculo:

$$\Delta P_{sub} = 0,6 * F1 * F2 * F3 * L * (N + 1) * f * (V^2, N, F4)^2$$

- F1 = Factor que depende de la distancia entre tubos y su diámetro exterior.
- F2 = Factor corrector de la temperatura.
- F3 = Factor corrector de la velocidad transversal de paso en la zona de subenfriamiento
- L = Longitud entre centroides de dos baffles consecutivos. (in.)
- N = Número de baffles o segmentos de la zona.
- V = Velocidad longitudinal del condensado en la zona. En dirección del eje longitudinal del calentador. (lb/ft²/s)
- F4 = Factor corrector de la densidad a la temperatura de operación.

COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISION DE CALOR

El coeficiente global de transferencia de calor, es uno de los parámetros fundamentales junto con el cálculo de la LMTD para el diseño térmico y se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$U = \frac{1}{R_{fs} + R_{ds} + R_m + R_{dt} + R_{ft}}$$

- R_{fs}= Resistencia térmica debida a la de condensación del vapor.
- R_{ds} y R_{dt}= Resistencias de ensuciamiento.
- R_m= Resistencia térmica del metal. Depende de características las propiedades físicas del material a elegir. Sus valores se sacan a partir de tablas procedentes del Código ASME.
- R_{ft}= Resistencia térmica del interior de los tubos (capa límite en la superficie interior del tubo).

Las resistencias del calentador se calculan para la zona de condensación y subenfriamiento. Las resistencias térmicas del calentador son como se ha explicado en capítulos anteriores por convección forzada y por conducción.

La transferencia térmica por conducción de la zona de condensación y subenfriamiento viene dada por las siguientes expresiones:

Transferencia de calor por conducción en la pared del tubo por unidad de longitud:

$$Rm = \frac{d}{24k} * Ln \left(\frac{d}{d - 2t} \right)$$

- D= diámetro exterior del tubo (in.).
- K= conductividad térmica del metal del tubo (BTU/ hr x ft x °F).
- T= espesor del tubo (in.)

Resistencia térmica por convección forzada en la capa limite en la superficie interna del tubo:

$$Rft = Rw * F$$

- F= Coeficiente que relaciona el diámetro exterior del tubo y el espesor.
- h_i = Coeficiente interno de convección:

$$h_i = 0,0023 * k * \left(\frac{d_i * 3600 * V * \rho}{12 * \mu} \right)^{0,8} * \left(\frac{C * \mu}{k} \right)^{0,4}$$

- k= conductividad del metal del tubo (Btu x in / hr x ft²x°F).
- d_i = diámetro interior del tubo (inch).
- V= velocidad del agua de circulación (ft/sec.).
- ρ = densidad del fluido(lbm/ ft³).
- C= calor específico (Btu/ lbm x °F).
- μ = viscosidad del fluido a la temperatura de operación (cp).

Resistencia térmica en el área exterior del tubo por convección forzada en la zona de condensación:

$$Rfs = \frac{1}{he}$$

$$0.300 = he * \left(\frac{u^2}{k^5 * \rho^2 * g} \right)$$

- he =coeficiente convectivo externo, Btu/ hr·ft²·°F.
- u=gasto másico de vapor por unidad lineal, lb/ hr·ft.
- K=conductividad térmica del vapor a temperatura de condensación, Btu/ hr·ft²
- ρ =densidad del vapor a temperatura de condensación, lb/ft³.
- $g = 4,18 \cdot 10^8$

Estas fórmulas se obtienen a partir de medidas experimentales en función de la temperatura.
Resistencia por ensuciamiento exterior del tubo:

$R_{ds_ex} = 0$ en una primera aproximación por normativa HEI se considera que la superficie está limpia.

Resistencia térmica por ensuciamiento en el interior de los tubos:

$$R_{ds_{int}} = 0,0002 (ft^2 \cdot ^\circ F \cdot hr / Btu)$$

Resistencia térmica por convección forzada en la superficie externa del tubo en la zona de subenfriamiento:

$$R_{fs} = 1,7 * R * F1 * F2$$

- R= coeficiente experimental que depende de las velocidades en el eje x e y del fluido en la zona.
- F1= Depende del pitch y del diámetro exterior del tubo.
- F2= Depende de la temperatura media del condensado en esta zona.

4.1.9 DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA LMTD

El programa de diseño térmico utilizara el cálculo de la LMTD para cada zona con sus coeficientes de conducción y convección dando lugar a tres áreas de intercambio de calor para cada una de las zonas.

$$LMTD = \frac{\Delta T1 - \Delta T2}{Ln \frac{\Delta T1}{\Delta T2}}$$

$$\Delta T1 = T_{hen} - T_{csal}$$

$$\Delta T2 = T_{hsa} - t_{cen}$$

T_{hen} = Temperatura de entrada del fluido caliente (vapor saturado en la zona de desrecalentamiento, liquido vapor en la zona de condensación y liquido saturado o subenfriado en la zona de subenfriamiento).

T_{hsa} = Temperatura de salida del fluido caliente (vapor saturado en la zona de desrecalentamiento, liquido vapor en la zona de condensación y liquido saturado o subenfriado en la zona de subenfriamiento).

T_{cen} = Temperatura de entrada del agua de alimentación en la zona que corresponda.

T_{csal} = Temperatura de salida del agua de alimentación en la zona que corresponda.

En la figura mostrada a continuación sirve para calcular la temperatura media logarítmica para cada zona en función de datos de diseño:

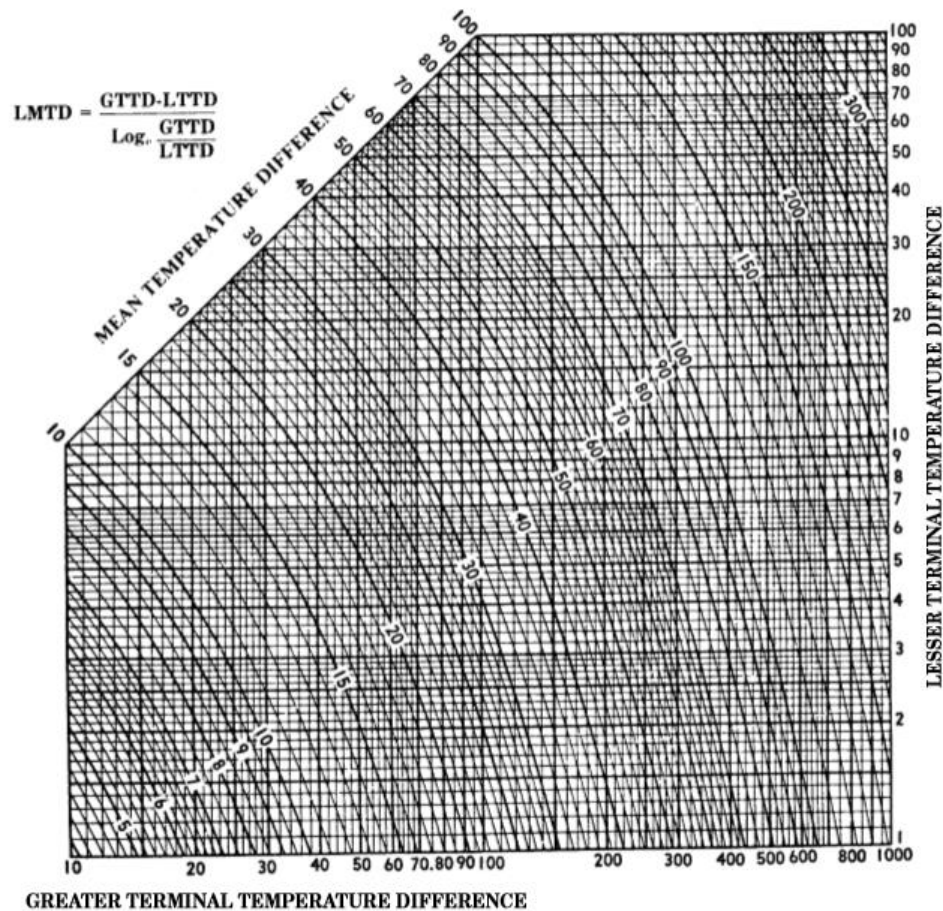


Figura 4.8: Cálculo Temperatura Media Logarítmica.

Fuente 4.8: Heat Exchange Institute Ninth Edition

4.1.10 SUPERFICIE DE INTERCAMBIO

Tras haber obtenido el coeficiente global de transmisión de calor U y la diferencia media logarítmica de temperaturas $LMTD$ el siguiente paso es calcular el área de intercambio para cada una de las tres zonas que tendrá los tubos del calentador. Se calcula con la formula siguiente:

$$A = \frac{Q}{LMTD * U}$$

- A = Área exterior de los tubos (m^2).
- $LMTD$ = Diferencia media logarítmica de temperaturas.
- Q = Calor transferido (W).
- U = Coeficiente global de transferencia de calor (W/m^2K).

La superficie total de intercambio total será la siguiente:

$$A_{total} = A_{des} + A_{con} + A_{sub}$$

- A_{des} = Área de desrecalentamiento.
- A_{con} = Área de condensado.
- A_{sub} = Área de subenfriamiento.

El programa calcula cada una las tres superficies para las tres zonas del calentador, calcula la superficie efectiva, es decir, la superficie de los tubos en la que se realiza la transferencia de calor sin tener en cuenta la que está dentro de la placa tubular, la parte de los tubos que se encuentra inmersa en la zona de condensado y la parte que sobresale para la realización de soldaduras a la placa tubular.

$$A_{efectiva} = Superficie\ recta + Superficie\ curva$$

$$Long.\ efectiva = Long.\ recta + Long.\ curva$$

$$A_{tubo} = \pi r^2$$

La longitud total del tubo será:

$$Long.\ total = espesor\ placa\ tubular + 3mm\ (demasia\ para\ soldadura) \\ + Long\ tubo\ inundado\ en\ la\ zona\ de\ subenfriamiento$$

La longitud de todos los tubos no será igual ya que cada tubo tiene diferente radio de curvatura, por esta razón, la longitud de la curva de cada tubo será diferente.

Numero de tubos:

$$Sp = \frac{ve * m}{v}$$

$$Si = \frac{\pi * (\phi - 2 * e)}{4}$$

$$N = \frac{Sp}{Si}$$

- Sp = Superficie de paso (m^2)
- ve = Volumen especifico del agua de alimentación de entrada(m^3/kg).
- m = Flujo masico de entrada de agua de alimentación (kg/s).
- Si = Superficie interna del tubo.
- ϕ = Diámetro exterior del tubo.
- e = Espesor del tubo.
- N = Numero de tubos.

Un parámetro determinante para el cálculo de la superficie de intercambio es el diámetro y espesor del tubo además de la distancia entre estos (conocida comúnmente como pitch) y disposición. El programa calcula el diámetro del tubo en función del número de conexiones de vapor y de la velocidad de paso del vapor y diámetro de esas tuberías según la normativa HEI.

El cap nº6 se ha determinado un diámetro exterior de 19,05 mm de espesor 2,11 mm y un pitch de 23,8 mm en función de los inputs introducidos en el programa mencionados en capítulos anteriores.

Para este equipo, el diseño óptimo se ha obtenido con el uso de tubo de diámetro exterior igual a 3 /4” (19,05 mm.) y un pitch triangular como se muestra en la figura siguiente:

El dimensionado del pitch viene dado por requerimiento según la normativa H.E.I en función del diámetro del tubo elegido.

De este parámetro dependen cálculos de las resistencias térmicas y por lo tanto de los coeficientes de convección forzada para cada una de las zonas además de tenerse en cuenta para el diseño mecánico. Un mal dimensionado de este parámetro puede llevar al fenómeno de by-pass perdiéndose transferencia de calor del vapor sobre calentado al agua de alimentación a caldera.

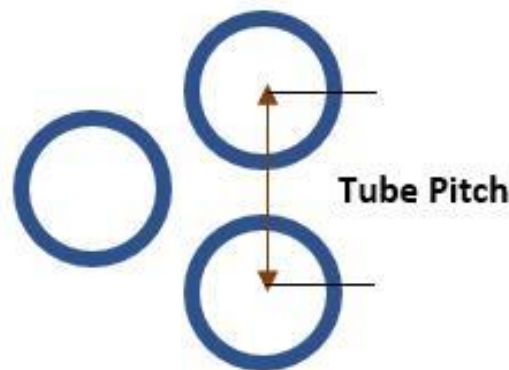


Figura 4.9: Pitch Triangular.

Fuente 4.9: <http://www.webbustorz.org/tube-pitch-in-heat-exchangers-questions-answered/>

4.2 DISEÑO MECÁNICO

Tras haber diseñado el equipo térmicamente en las fases anteriores se procede a el cálculo mecánico del equipo, se basa en el Código ASME VIII División I (American Society Mechanical Engineer). El cálculo mecánico es una partida más del diseño del equipo a presión. En el se determinan todos los parámetros físicos del calentador, espesores, diámetros, centro de gravedad y peso de todos los componentes en función de los datos de presión y temperatura de diseño. Una vez se llega a esta fase se puede determinar el presupuesto del equipo, así como el plan logístico de este.

El cálculo mecánico consiste en calcular los parámetros siguientes de lado tubos y lado carcasa (compuesto con las tres zonas de transferencia de calor):

- Espesores de todas las conexiones según condiciones de trabajo y normativa.
- Pesos y volúmenes de todas las conexiones y componentes del calentador.
- Cálculo de embonos.
- Calculo mecánico y dimensional de la placa tubular.
- Calculo mecánico y dimensional de todas las tubuladuras.
- Calculo mecánico y dimensional de las bridas.
- Momentos, esfuerzos cortantes, tensiones, resistencias de de los componentes del calentador.

Los elementos a calcular son:

- Conexión de entrada de agua de alimentación.
- Conexión de salida de agua de alimentación.
- Válvula de seguridad.
- Conexión de venteo.
- Conexión de entrada de drenaje.
- Conexión de salida de drenaje.
- Placa tubular.
- Bridas.

Las presiones tanto interna como externa del equipo se calcularán en base a la tensión admisible en base al límite elástico de los materiales utilizados en cada uno de los componentes. Para los espesores se tendrá en cuenta un sobre espesor de corrosión de 2mm debido a la elección del acero carbono como material.[9]

En el diseño mecánico de un calentador, no cabe la posibilidad de única solución, es decir, se aplican distintos procedimientos dependiendo de cada caso y equipo de ingeniería, basados principalmente en la experiencia. El cálculo del equipo si sigue por requerimiento de cliente la fabricación y procedimiento según la normativa ASME VIII Div.I (American Society Mechanical Engineer).

El método usado en el cálculo mecánico es la aplicación directa de fórmulas que están reflejadas en el código ASME, pero siempre queda sujeto a la aplicación de factores de corrección o procedimientos de fabricación que se fundamentan en la experiencia del diseñador o diseñadores. Estos métodos de cálculos se basan fundamentalmente en interacciones tras una introducción previa de los parámetros de diseño citados en capítulos anteriores, de esta forma los programas utilizados buscan la solución más optima dentro de las posibles soluciones. El programa utilizado para el cálculo cuenta con limites basados en fórmulas que en caso de estar por debajo de los parámetros mínimos no efectuara el cálculo. Si la solución está dentro de los límites de diseño, este procedimiento se tomará como valido, en caso contrario el programa volvería a iterar de nuevo y se cambiarían los valores limite hasta que saque la solución óptima. [13]

4.2.1 DISTRIBUCION DEL HAZ TUBULAR

Una vez se obtiene el cálculo del área de intercambio se requiere la distribución de los tubos en U del calentador. Obteniendo una tabla con el número de tubos por fila, radio de la fila, longitud recta y longitud total equivalente a la superficie de transferencia de calor.

4.2.2 DIMENSIONADO PRINCIPAL DEL CALENTADOR

Una vez realizados los cálculos anteriores es necesario dimensionar el resto de los elementos tales como, diámetro de la carcasa, área, conexiones, etc. La finalidad de este dimensionado es la obtención de un plano general del calentador donde se pueden ver el tamaño general del equipo y si este se adapta en el espacio disponible en la central térmica.

Todos los cálculos anteriores están calculados para las tres zonas del calentador incluido el dimensionado principal del calentador, las tres zonas como ya se ha mencionado y descrito en capítulos anteriores son:

- Zona de desrecalentamiento.
- Zona de condensado.
- Zona de subenfriamiento.

Seguidamente se realizará el diseño mediante la aplicación de unas fórmulas de forma directa, basadas en los códigos y normativas de diseño habituales para la fabricación de calentadores, obteniendo los resultados numéricos necesarios para dimensionar el calentador particular del proyecto.

Para este dimensionado se deben de calcular los siguientes parámetros:

- Diámetro:
 - Interior de la cámara de agua= $OTL + 2'' + 1 1/2''$.
 - Interior de la carcasa = $OTL + 1'' + 1/2'' \cdot \text{dimensión conexión vapor}$.
 - Del haz tubular (OTL Outermost Tangent Line).
- Velocidad:
 - Agua de alimentación.
 - Vapor en la entrada y la salida.
 - Drenajes de entrada y salida.
- Calor:
 - Transferido al agua de circulación.
 - Cedido por los drenajes.
- Área inactiva de los tubos.
- Flujo masico del vapor y del agua.
- Caudal de salida del agua de alimentación.
- Dimensiones.
 - Conexiones entrada-salida agua.
 - Conexión entrada principal de vapor.
 - Conexiones entrada-salida de drenajes.

4.2.3 DIMENSIONADO DE LAS TUBULADURAS

Se recomienda que la selección del diámetro interior de las tubuladuras de tal modo que las velocidades de diseño no superen las velocidades mostradas a continuación. Si se utilizan reducciones se recomiendan que estén a una separación de como mínimo 10 veces el diámetro de la tubuladura más cercana.

Para las tubuladuras de entrada es necesario una transición cónica con un ángulo de 7 grados integrado o soldado a la conexión de entrada utilizando un tubo o una reducción.

- Tubuladuras de agua de alimentación: 10ft/s a 60 °F (tubos acero carbono).
- Drenajes de salida de condensado: 4ft/s a la temperatura de funcionamiento.
- Drenajes de saturados:

- Nivel de agua en el calentador: 4 ft/s a la temperatura de funcionamiento.
- Nivel de agua no controlada: 2 ft/s a la temperatura de operación.
- Tubuladuras de entrada de drenajes:
 - Líquido capaz de “flash”. El “flash” ocurre cuando un líquido pasa a estado vapor de manera repentina debido a cambios de presión y temperatura. Este fenómeno erosiona gravemente los tubos del calentador siendo necesario tenerlo en cuenta con la siguiente formula:

$$\frac{G}{\rho} = 4000 \left(\frac{lbm}{ft^2 s} \right)$$

G = Velocidad másica (libras/segundo/pies²) (G no debe ser mayor de 250)

ρ = Densidad de la mezcla (libras/pies³) (libras por hora de mezcla dividido entre pies³/h de líquido más pies³/h de vapor a las condiciones normales).

- Vapor procedente del flash tank:

$$\frac{G}{\rho} = 1000 \left(\frac{150 ft}{s} \text{ maxima velocidad lineal} \right)$$

- Tubuladura entrada vapor:

$$V = \frac{250}{P^{0.9}} \left(\frac{ft}{s} \right)$$

P = presión de funcionamiento (Psi).

4.2.3.1 UBICACIÓN TUBULADURAS DE ENTRADA VAPOR

Es importante respetar las velocidades máximas de entrada de vapor ya que si estas superan los valores máximos puede dar lugar a un incremento en la erosión de los tubos. Es usual situar la conexión de entrada de vapor en la Thermal Center Line del calentador como se ve en la siguiente figura. En este lugar el flujo másico se distribuye en dos partes, una parte va en el sentido contrario, reduciendo así la sección necesaria de paso para el cálculo máximo de la velocidad del vapor dentro del equipo.

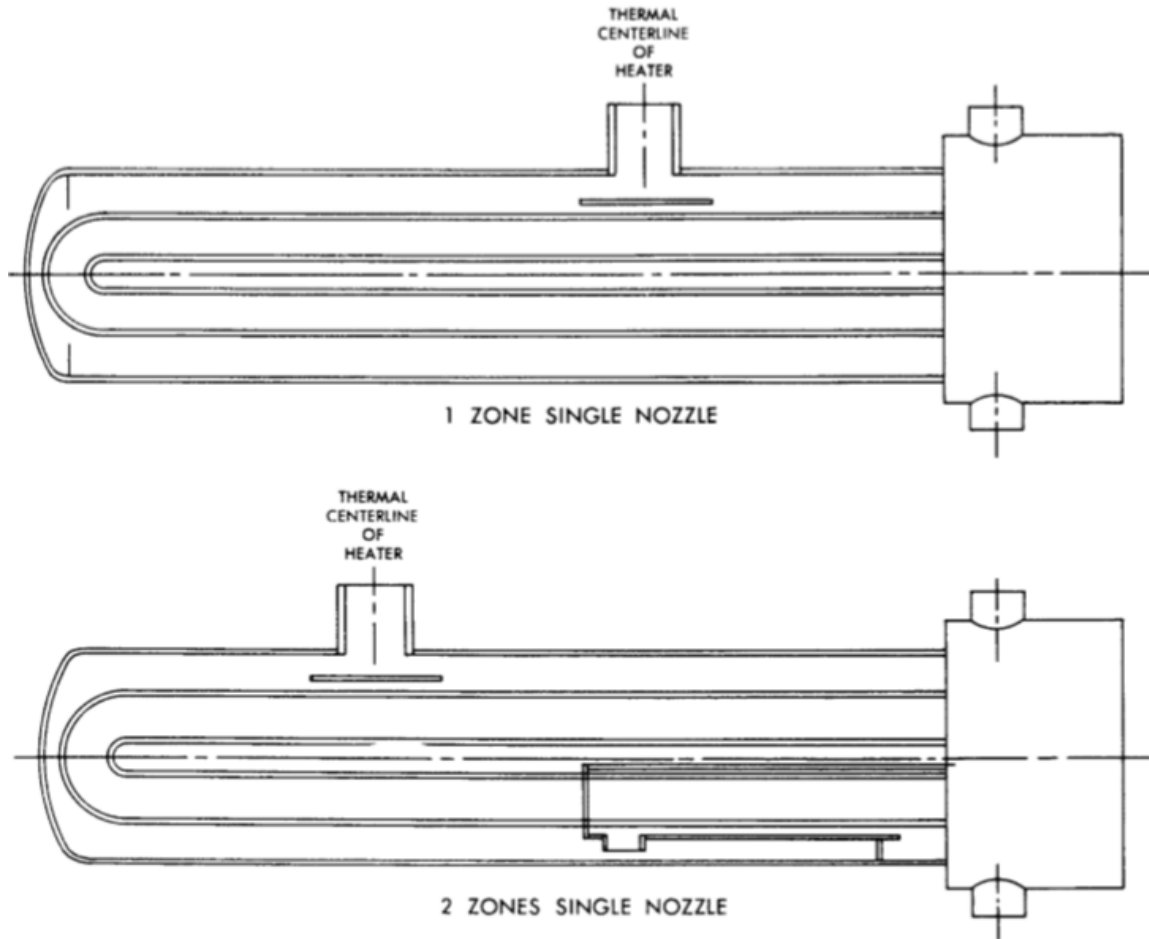


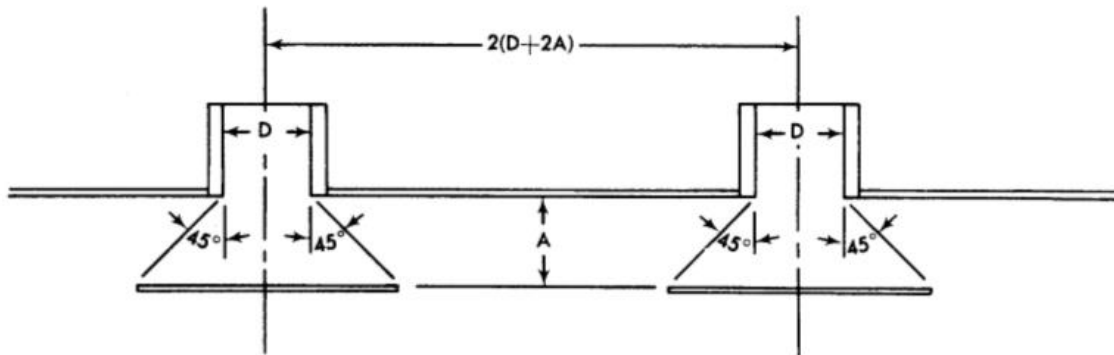
Figura 4.10: Línea Térmica Central para una zona y para dos.

Fuente 4.10: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

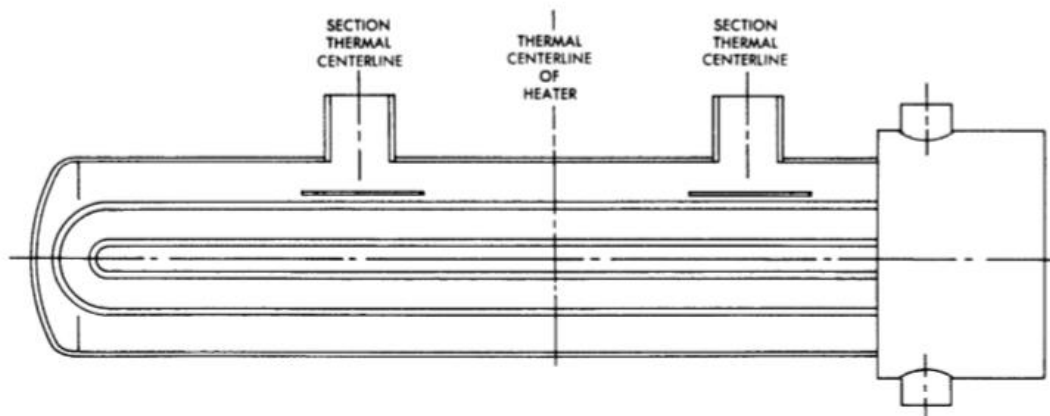
Como se puede ver en la figura cuando se dispone de más de una zona como es el caso del cap nº6 la conexión de entrada de vapor está más alejada de la placa tubular con el fin de reducir daños tanto en la placa tubular como en los tubos. El vapor de entrada se distribuye por el calentador a través de los bafíles, este vapor entra a través de una tubuladura de menor sección a la carcasa de sección mayor a grandes velocidades pudiendo dañar los tubos a su entrada como se ha citado en capítulos anteriores. Para evitar este daño en la parte inicial del lado tubos se colocan unas chapas de choque para reducir el impacto de las gotas de vapor que actúan como balas en los tubos del calentador a las velocidades de entrada. La distancia entre el final de la tubuladura de entrada y la chapa antichoque no debe ser mayor que diámetro interno de la tubuladura dividido entre 4. Es decir, la chapa de choque o impigment plate, está situada muy cerca a la conexión, para que no se produzca ninguna fuga de estas pequeñas gotas al haz tubular. Con el propósito de colocar las chapas correctamente es usual colocarlas a un ángulo aproximadamente de 45° sobre la tubuladura.

Cuando el equipo tiene más de una entrada de vapor se debe respetar una distancia mínima entre tubuladuras de entrada de vapor como se puede ver en la figura siguiente:

MINIMUM DISTANCE BETWEEN MULTIPLE STEAM NOZZLES



A = DISTANCE NECESSARY FOR DOME AREA REQUIREMENT AS DEFINED IN 2.9



Fuente 4.11: Distancia Mínima entre múltiples entradas de vapor.

Fuente 4.11: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

4.2.4 UBICACIÓN DE LOS DRENAJES

Drenaje de salida: Estas conexiones existen cuando el equipo está diseñado con zona de subenfriamiento, en caso contrario estas conexiones no entran dentro del diseño del equipo.

Es usual ubicarla en la zona que se encuentre más cerca a la entrada del agua de alimentación del lado tubos. Si no se diseña con zona de subenfriamiento podría producirse una

evaporación repentina en la tubería de salida, por lo que es usual el uso de una caja compuesta de chapas de metal de expansión para evitar este fenómeno en los drenajes de salida.

Drenaje de entrada: La ubicación de estas tubuladuras tiene el mismo criterio que los drenajes de entrada por lo tanto se debe permitir la múltiple dirección del drenaje. Se ubicarán como los drenajes anteriores teniendo en cuenta el eje central del equipo. En el supuesto de que la fabricación no pueda tener en cuenta este requisito habrá que aumentar el área de entrada de los drenajes, es decir, el área de la conexión.

4.2.5 DIMENSIONES VÁLVULA DE SEGURIDAD

Según la normativa HEI la válvula de seguridad del lado vapor y del lado agua tendrá los siguientes requisitos mecánicos:

- Lado tubos:
 - Diámetro mínimo 3/4 ”.
 - Válvula de tipo balanceada si existe sobrepresión por encima de 10% a la presión de seguridad.
 - Presión de seguridad correspondiente con la presión de diseño.
- Lado vapor:
 - La sección de la perforación de la válvula se calculará para desaguar el 10% flujo masico del agua de alimentación.
 - Válvula de tipo balanceada si existe sobrepresión por encima de 10% a la presión de seguridad.
 - Los materiales deberán de elegirse en función de las condiciones de operación de la carcasa.
 - Presión de seguridad correspondiente con la presión de diseño.
 - Se admitirá ruptura limpia de un tubo del equipo dando como resultado dos taladros de descarga con un diámetro igual al interior del tubo, con un coeficiente de contracción de 0,9. El caudal sera:

$$Q = 54 * d^2 * \sqrt{P_t - P_s}$$

- d= diámetro interior del tubo in.
- P_t= Presion de diseño lado tubas psi.
- P_s= Presion de diseño lado carcasa psi.
- Q= Caudal de descarga gal/min.

4.2.6 CÁLCULO DE LA PLACA TUBULAR

La placa tubular es el componente que está expuesto a las diferentes temperaturas y presiones del lado carcasa y lado tubos, por lo tanto, es el elemento que sufre mayores esfuerzos cortantes, tensiones y momentos. Los esfuerzos más representativos de la placa tubular son los siguientes:

- Tensión por cortante
- Tensión por flexión.

La normativa TEMA refleja formulas con los dos esfuerzos citados para el cálculo de espesor.

Momento flector:

$$T_s = \frac{F \cdot G}{3} * \sqrt{\frac{P}{\eta \cdot S}}$$

Factor de eficiencia de ligamento para para distribución triangular:

$$\eta = 1 - \frac{0.907}{\left(\frac{Pitch}{d_o}\right)^2}$$

Cálculo del espesor por esfuerzos cortantes:

$$T_s = \frac{0.31 \cdot D_l}{\left(1 - \frac{d_o}{pitch}\right)} * \left(\frac{P}{S}\right)$$

Diámetro equivalente del perímetro del límite central tubo:

$$D_l = \frac{A * A}{C}$$

El cortante es más limitante que el flector cuando se cumpla la condición siguiente:

$$\frac{P}{S} \geq 1,6 * \left(1 - \frac{d_o}{pitch}\right)^2$$

Donde:

- T_s = Espesor de la placa tubular (mm).
- P = Presión de diseño (Kpa).
- S = tensión admisible para el material de la placa tubular en función de la temperatura del metal (Kpa).
- G = Diámetro interior de la placa tubular de tipo integral (mm).
- F = Factor de rigidez para placa tubular soldada en lado cuerpo y lado agua:

$$F = 1$$

- $Pitch$ = Distancia entre centros de tubos o agujeros (mm).
- C =El perímetro de la disposición del tubo se mide paso a paso en incrementos de un paso de tubo de centro a centro de los tubos más exteriores (OTL) (mm). En la figura siguiente se muestra la aplicación más común de la distribución triangular de los tubos.
- C es la longitud de la línea gruesa.
- A = Área encerrada en el perímetro que marcan los tubos exteriores (OTL) del haz tubular.
- d_o = Diámetro exterior del tubo (mm).

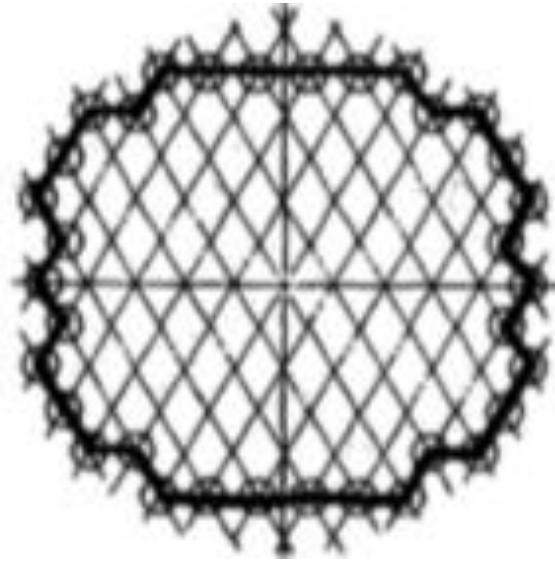


Figura 4.12: Perímetro de la disposición del tubo.

Fuente 4.12: Heat Exchange Institute Ninth Edition.

4.2.7 VIBRACIONES

El vapor sobrecalentado de entrada al equipo está al a alta temperatura y presión, esto ocasionalmente puede generar vibraciones en el lado tubos. Estas vibraciones son difíciles de localizar en el diseño previo y generalmente se solucionan tras haber fabricado el equipo. El daño infligido en los tubos debido a vibraciones puede producirse bajo determinados diseños de las placas antichoque, distribución de tubos, distribución de conexiones de entrada, distribución de conexiones de salida, distribución de los baffles... cualquier modificación en el bundle fuera de especificaciones o dentro de ellas puede ocasionar vibraciones en el equipo. Una mala distribución de los tubos puede ocasionar by-pass y originar vibraciones siendo necesaria la redistribución de los baffles. [12]

Las consecuencias de las vibraciones en los tubos se pueden traducir en:

- Deterioro de los baffles: Los baffles son una serie chapas de metal taladradas en función de la distribución de los tubos y distribuidos a lo largo del bundle, su finalidad es distribuir el fluido de entrada de la manera que requiere el diseño y hacer que este permanezca más tiempo en el interior de la carcasa para que se produzca una mayor transferencia de calor entre vapor de entrada y el agua de alimentación a la caldera. Cuando se originan vibraciones en los tubos, estos chocan intermitentemente con los baffles haciendo que estos pierdan material reduciendo su espesor llegando hasta el punto de romperlos, esto da como resultado un menor intercambio de calor y una reducción de la vida útil del equipo.
- Momentos flectores entre la placa tubular y los tubos: Esto se conoce como efecto palanca. Las flechas de la siguiente figura marcan la zona en la que se puede originar la reducción de material debido a las vibraciones llegando hasta el punto de doblar el tubo y fractura.

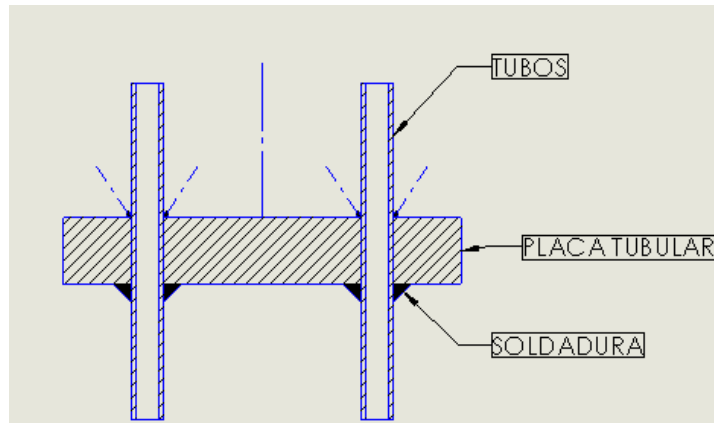


Figura 4.13: Esquema esfuerzos debido a vibraciones.

Fuente 4.13: Elaboración propia.

- **Choques:** Un diseño mecánico mal planteado puede originar el choque entre los tubos del haz, sobre todo si la distancia entre centro de los tubos es pequeña, este choque se produce entre el haz tubular y la carcasa si las vibraciones tienen la suficiente frecuencia y amplitud. Se debe de tener en consideración que la superficie útil de intercambio del equipo se puede ver disminuida por dichas vibraciones. Es imprescindible un estudio riguroso de las vibraciones, con el fin de prevenir, minimizar o eliminar dichas vibraciones.
- **Rotura de tubo entre placas soporte:** En esta zona es donde más se producen rotas del haz tubular, en concreto entre medio de las placas soporte o tirantes. En la mitad entre placas soporte es donde las ondas vibratorias alcanzan la mayor amplitud y también en la unión del tubo y la placa soporte. En la siguiente figura se puede ver este tipo de rotura.

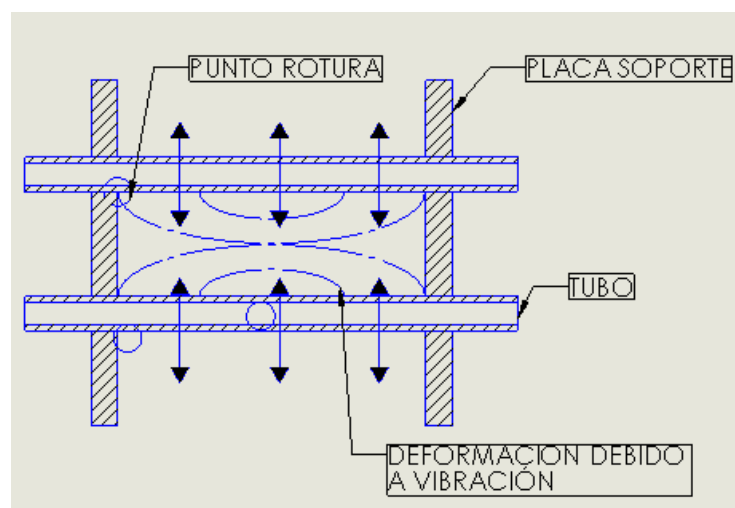


Figura 4.13: Rotura de tubo entre placas soporte.

Fuente 4.13: Elaboración Propia.

Existen cuatro mecanismos principales de vibración inducida por flujo que se pueden dar en el haz de tubular. Estos mecanismos son los siguientes:

- Inestabilidad fluido-elástica,
- Eliminación de vórtices.
- Golpeteo turbulento
- La resonancia acústica.

Los inestabilidad fluido-elástica, eliminación de vórtices y el golpeteo turbulento generan consigo una amplitud de vibración del tubo, sin embargo, la resonancia acústica origina un ruido acústico fuerte con un aumento en la amplitud del tubo que no es significativo.[10]

La inestabilidad fluido-elástica es la más peligrosa porque provoca amplitudes de vibración considerablemente grandes causando daños irreversibles. Un correcto diseño del equipo debe evitar el escenario de inestabilidad fluido-elástica, evitando así grandes vibraciones. Eliminar vórtices puede suponer un problema cuando la frecuencia de vibración es igual a la frecuencia natural del tubo. Esta coincidencia de frecuencia puede dar como resultado una amplitud de vibración creciente que puede dañar los tubos cercanos a las conexiones de entrada y salida de la carcasa. A continuación, se muestran una serie de fórmulas que pueden ayudar a limitar los parámetros siguientes [13]:

- Velocidad Crítica del flujo: La velocidad de flujo crítica, V_c , para un tramo de tubo es la velocidad mínima de flujo cruzado a la que ese tramo puede vibrar con amplitudes inaceptablemente grandes. Se debe calcular la velocidad de flujo crítica para los tramos de tubo en la ventana, las regiones de superposición, entrada y salida, curvas en U y todas las ubicaciones atípicas. La velocidad crítica, V_c , se define por:

$$V_c = \frac{D * f_o * d_o}{12}$$

Donde:

- V_c = Velocidad de flujo critica (ft/sec).
- d_o = diámetro exterior del tubo (in).
- f_o = Frecuencia natural (ciclos/sec) mostrado en la figura 34.
- D = Coeficiente adimensional mostrado en la figura 35.

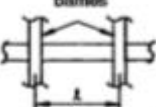
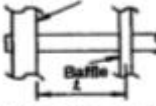
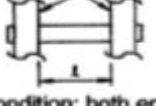
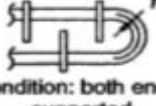

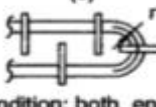
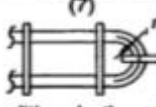
Span Geometry	Equation	Nomenclature	
<p>(1)</p>  <p>Edge condition: both ends simply supported</p>	$f_n = 10.838 \frac{AC}{l^2} \left[\frac{EI}{w_0} \right]^{1/2}$	<p>A = Tube axial stress multiplier. See Paragraph V-6</p> <p>C = Constant depending on edge condition geometry.</p>	
<p>(2)</p>  <p>Edge condition: one end fixed, other end simply supported</p>		Span Geometry	C
<p>(3)</p>  <p>Edge condition: both ends fixed</p>		1 2 3	9.9 15.42 22.37
<p>(4)</p>  <p>Edge condition: both ends simply supported</p>	$f_n = 68.06 \frac{C_u}{r^2} \left[\frac{EI}{w_0} \right]^{1/2}$	<p>r = Mean bend radius, inches</p> <p>C_u = Mode constant of U-bend</p>	
<p>(5)</p>  <p>Edge condition: both ends simply supported</p>		Span Geometry	C _u Figure
<p>(6)</p>  <p>Edge condition: both ends simply supported</p>			
<p>(7)</p>  <p>Edge condition: both ends simply supported</p>			
		4 5 6 7	V-5.3 V-5.3.1 V-5.3.2 V-5.3.3

Figura 4.14: Frecuencia Natural.

Fuente 4.14: ASME

Tube Pattern (See Figure RCB-2.4)	Parameter Range for x	Dimensionless Critical Flow Velocity Factor, D
30°	0.1 to 1	$8.86 \left(\frac{P}{d_o} - 0.9 \right) x^{0.34}$
	over 1 to 300	$8.86 \left(\frac{P}{d_o} - 0.9 \right) x^{0.25}$
60°	0.01 to 1	$2.80 x^{0.17}$
	over 1 to 300	$2.80 x^{0.15}$
90°	0.03 to 0.7	$2.10 x^{0.12}$
	over 0.7 to 300	$2.35 x^{0.15}$
45°	0.1 to 300	$4.13 \left(\frac{P}{d_o} - 0.5 \right) x^{0.25}$

P = Tube pitch, inches
 d_o = Tube OD or fin root diameter for integrally finned tubes, inches
 $x = \frac{144 w_0 \delta_T}{\rho_o d_o^2} = \text{Fluid elastic parameter}$
 where
 ρ_o = Shell side fluid density at the corresponding local shell side bulk temperature, lb/ft³
 δ_T = Logarithmic decrement (See Paragraph V-8)
 w_0 = Effective weight of the tube per unit length, lb/ft (See Paragraph V-7.1)

Figura 4.15: Factor de Velocidad Crítica.

Fuente 4.15: ASME

Si se diseña el equipo en base a las velocidades especificadas anteriormente para no superar las pérdidas de carga admisibles en todas las zonas del calentador, estas estarán siempre por debajo de la velocidad crítica. Los programas de cálculo calculan estos parámetros en base a la velocidad crítica del fluido. [13]

Se espera vibración debido al desprendimiento de vórtices cuando $f_v < 2 f$, donde f_v = 12ISVldo (ver Párrafo V-12.2). Solo entonces se debe calcular la amplitud. El desprendimiento de vórtices degenera en una turbulencia de banda ancha y ambos mecanismos están entrelazados en el interior del paquete. La amplitud del desprendimiento de vórtices y las vibraciones turbulentas de las vibraciones son tolerables dentro de los límites especificados. La amplitud y la limitación de esta se pueden estimar con las fórmulas siguientes:

$$Y_{vs} = \frac{Cl * \rho_o * d_o * V^2}{2 * \pi^2 * \delta t * f_n^2 * w_o}$$

- Y_{vs} =Amplitud máxima de vibración en el intervalo medio (pulgadas).
- Cl = Coeficiente de elevación para el desprendimiento de vórtices.
- ρ_o = Densidad de fluido fuera del tubo a la temperatura de volumen del fluido del lado carcasa local (lb / ft³).
- d_o = Diámetro exterior del tubo (pulgadas).
- V = Velocidad de flujo cruzado de referencia (ft/sec).
- δt = Decremento logarítmico.
- f_n = Frecuencia fundamental natural del tubo (ciclos/sec).
- w_o = Peso efectivo del tubo por unidad de longitud del tubo (lb / f).

Límite máximo

de amplitud:

$$Y_{vs} \leq 0.02 * d_o$$

$\frac{p}{d_o}$	TUBE PATTERN			
	30°	60°	90°	45°
1.20	0.090	0.090	0.070	0.070
1.25	0.091	0.091	0.070	0.070
1.33	0.065	0.017	0.070	0.010
1.50	0.025	0.047	0.068	0.049

Tabla 4.7: Relación entre la Presión de diseño, Diámetro y Pitch.

Fuente 4.7: ASME.

En el caso de desprendimiento de vórtice y vibración turbulenta, se debe prestar especial atención a la proximidad entre la frecuencia de vibración de los tubos inducida por estos fenómenos y la frecuencia acústica natural de la carcasa, para evitar resonancia acústica, y que la energía cinética del fluido se convierta en ondas de presión. La frecuencia de estos mecanismos de vibraciones son las siguientes:

Frecuencia de desprendimiento de vórtice:

$$f_{vs} = \frac{12 * S * V}{d_o}$$

Frecuencia de vibración turbulenta:

$$f_{tb} = \frac{12 * V}{d_o * x_t * x_l} * [3,05 * \left(1 - \frac{1}{x_t}\right)^2 + 0,28]$$

Frecuencia natural acústica de la carcasa:

$$f_c = \frac{409}{w} * \left(\frac{P_s * \gamma}{\rho_o * \left(1 + \frac{0.5}{x_t - x_l} \right)} \right)^{0.5}$$

Donde:

- fvs = Frecuencia de desprendimiento de vórtice, ciclos/sec.
- S = Número de Strouhal, número adimensional que, en mecánica de fluidos, relaciona la oscilación de un flujo con su velocidad media.
- V = Velocidad del fluido, ft/sec.
- do = Diámetro exterior del tubo, in.
- ftb = Frecuencia de desprendimiento de vórtice, ciclos/sec.
- xt = Relación paso transversal entre tubos / diámetro exterior del tubo, Pt / do
- xl = Relación paso longitudinal entre tubos / diámetro exterior del tubo, Pl / do
- fc = Frecuencia acústica de la carcasa, ciclos/sec
- w = Distancia entre el baffle y la pared de la carcasa.
- Ps = Presión de operación del lado vapor, psia.
- γ = Ratio de calor específico del vapor.
- po = Densidad del vapor a la temperatura de saturación, lb/ft³

STROUHAL NUMBER FOR 30°, 45°, AND 60° TUBE PATTERNS

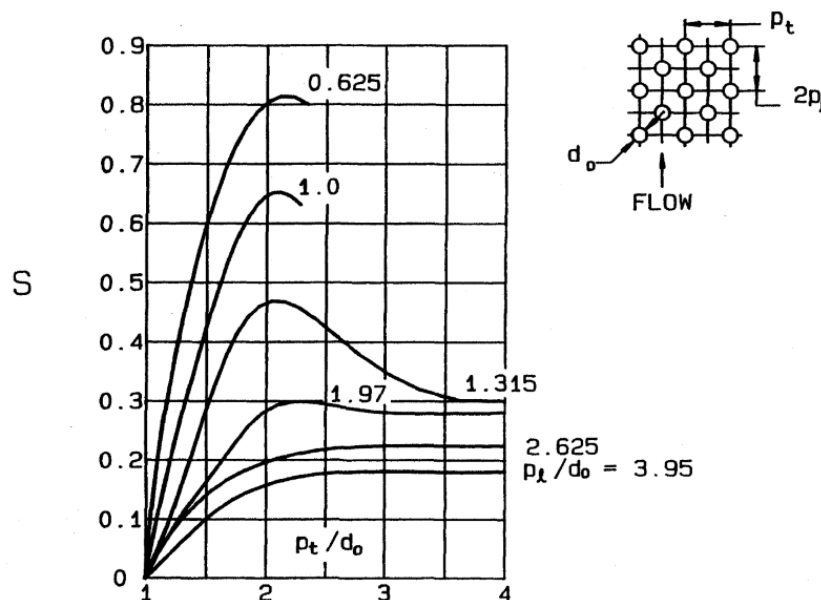


Figura 4.16: Numero de Strouhal para Pitch de 30°, 45° y 60°.

Fuente 4.16: ASME

La incidencia de resonancia acústica es posible si se cumple cualquiera de las siguientes condiciones en cualquier condición de funcionamiento:

Condición 1:

$$0,8 * f_{vs} < f_a < 1,2 * f_{vs} \text{ o } 0,8 * f_{tb} < f_a < 1,2 * f_{tb}$$

Condición 2:

$$V > \frac{f_a * d_o * (x_l - 0,5)}{6}$$

Condición 3:

$$V > \frac{f_a * d_o}{12 * S} \text{ y } \frac{Re}{S * x_t} * \left(1 - \frac{1}{x_o}\right) > 2000$$

Donde :

- f_a = Frecuencia Acustica de Resonancia.
- Re = Numero de Reynolds.
- $x_o=2*x_l$

El diseño del espaciado comprendido entre dos placas soporte se debe cumplir que el espaciado entre las placas soportes o de los baffles en la parte recta de los tubos en U del calentador, no debe exceder nunca a los siguientes valores:

- En tubos de diámetro 15.875mm la separación de los baffles no puede ser mayor de 1219,2 mm.
- En tubos de diámetro 19.05mm la separación de los baffles no puede ser mayor de 1371,6 mm.
- En tubos de diámetro 22,225mm la separación de los baffles no puede ser mayor de 1447,8 mm.
- En tubos de diámetro 25.4mm la separación de los baffles no puede ser mayor de 1524 mm.

En la parte curva de de los tubos en U cada una de las chapas de soporte de la parte curva del tubo deben estar espaciadas 203,2 mm respecto al punto de tangencia.

5 RESULTADOS DEL DISEÑO

Tras realizar previamente los cálculos siguientes:

- Balance Térmico.
- Verificación del balance térmico.
- Radio mínimo
- Máxima velocidad de circulación.
- Perdida de carga máxima en el lado tubos.
- Perdida de carga máxima en el lado carcasa.
- Diferencia de temperatura media logarítmica.
- Superficie de intercambio.
- Distribución del haz tubular.
- Dimensionamiento principal del calentador.
- Dimensionado de las tubuladuras.
- Vibraciones.

El programa de cálculo térmico utiliza las fórmulas descritas en el apartado diseño térmico y mecánico iterando tantas veces como sea necesario para conseguir la solución más optima como resultado una tabla de datos con los parámetros fundamentales ya citados. Esta tabla está reflejada en el anexo B.

El resultado del diseño mecánico tiene la finalidad de el cálculo de los parámetros físicos del equipo citados anteriormente y la elaboración de planos constructivos para la fabricación del calentador a alta presión. La fabricación de este equipo se compone de varios planos, pero por simplificación en el anexo A se muestran los planos más significativos del diseño que son los siguientes:

- PLANO N°1
 - Plano General o General Arrangement
- PLANO N°2
 - Plano Placa tubular o Tube sheet.

En el plano general se observan las medidas principales del calentador y una distribución general del stand pipe además de tener reflejadas tablas con los datos siguientes:

- Momentos.
- Esfuerzos cortantes
- Presiones y temperaturas de diseño.
- Fluido de trabajo.
- Tratamiento Térmico.
- Presión y temperatura de prueba hidráulica.
- Peso en vacío y en operación.
- Distribución de todas las tubuladuras.
- Distribución del stand pipe.

6 ANÁLISIS ECONÓMICO

En base a los resultados obtenidos resultado del diseño térmico y mecánico del equipo a presión reflejados en los anexos A y B se pretende realizar una estimación del coste del equipo y su amortización.

La tabla siguiente describe el coste que representa a la central térmica de costanera la obtención del cap nº6 en función de las actividades siguientes:

- Actividad 1:
 - Materiales
 - Consumibles.
 - Mecanizados.
 - Taladrados.
 - Conformado chapa.
- Actividad 2:
 - Ensayos no destructivos, Inspecciones y Certificaciones
 - Rx: Radiografiados.
 - Lp: Ensayos líquidos Penetrantes
 - Ustam: Sello U.
 - Ut: Ultrasonidos.
- Actividad 3:
 - Mano de obra
 - En función del convenio del metal se establece un calderero y dos soldadores para la fabricación del cap nº6.
- Actividad 4:
 - Servicios Subcontratados
 - Pintura.
 - Transporte Especial.
 - Embalaje.
- Actividad 5:
 - Varios

ACTIVIDAD	IMPORTE
1	205.410,63 €
2	7.786,48 €
3	49.987,29 €
4	27.589,71 €
5	2.656,38 €
COSTE=	293.430,49 €

Tabla 4.8: Tabla Actividad Importe.

Fuente 4.8: Elaboración Propia.

BENEFICIO INDUSTRIAL	15%
COSTE TOTAL=	337.445,06 €

Tabla 4.9: Coste Total.

Fuente 4.9: Elaboración Propia.

Como vemos el coste total del cap nº6 asciende a 337445,06 € , este coste esta derivado de las actividades descritas anteriormente y el beneficio industrial obtenido por el fabricante del equipo. A continuación, se muestra el gasto de la central térmica de Carbón y la amortización del equipo en las tablas siguientes:

	Unidades	Cantidad
Consumo de calor	Kcal/kwh	1878
Potencia Central	Mw	350
Poder calorifico del Carbón	kcal/kg	6000
Precio tonelada Carbón	€/tn	80
Funcionamiento de la central	h/año	7500

Consumo de Carbón (Cap nº6 rendimiento 100%)	tn/h	109,550
Consumo de Carbón (Cap nº6 rendimiento 100%)	€/año	65.730.000,00
Consumo de Carbón (Cap nº6 rendimiento 80%)	tn/h	109,7691
Consumo de Carbón (Cap nº6 rendimiento 100%)	€/año	65.861.460,00
Incremento en el gasto de Carbón	€/año	131.460,00

AMORTIZACION	2,57 años
--------------	-----------

Tabla 4.10: Consumos-Amortización.

Fuente 4.10: Elaboración Propia.

Las tablas mostradas calculan el Consumo de Carbón en toneladas hora (tn/h) y euros año (€/año) de la manera siguiente:

Consumo de Carbón (tn/h):

$$\left[\text{Consumo de calor} * \text{Potencia Central} * 1000 * \frac{1}{\text{Poder calorifico del Carbon}} \right] 10^{-3}$$

$$\frac{kcal}{kwh} * \frac{1000kw}{1MW} * 350Mw * \frac{kg}{kcal} * \frac{1tn}{1000kg} = \frac{tn}{h}$$

Consumo de Carbón (€/año):

*Consumo de Carbón * Funcionamiento de la Central * Precio tonelada Carbón*

$$\frac{tn}{h} * \frac{h}{año} * \frac{€}{tn} = \frac{€}{año}$$

Cálculo de la Amortización:

$$\frac{\text{Coste Total}}{\text{Incremento en el gasto de Carbón}} = \text{años}$$

7 CONCLUSIONES

El coste del equipo tiene una repercusión directa con la elección de los materiales, siendo la elección del acero al carbono más económica que la elección del acero inoxidable. En base al diseño térmico reflejado en el anexo A, se han seleccionado el acero carbono SA-516 Gr.70 para la carcasa y el cabezal, y el SA-516 Gr.C2 para los tubos.

Esta elección del material además de estar justificada en apartados anteriores cuenta con la ventaja del tratamiento del agua en el desaireador. El desaireador elimina las partículas de oxígeno y las partículas contaminantes en el agua de alimentación a la caldera, por lo tanto, se reduce el riesgo de contaminación del agua de alimentación, minimizando posibles problemas por corrosión. Por este motivo es usual que los calentadores de alta presión como el cap nº6 estén fabricados en acero carbono y los calentadores de baja presión estén fabricados en acero inoxidable principalmente.

El equipo por sustituir presentaba todos los fallos de operación citados en el apartado problemática original, con el añadido de tener taponados el 25% de los tubos dando como resultado un decremento del rendimiento del ciclo Rankine y una disminución en el rendimiento del equipo del 20% repercutiendo directamente en el consumo de carbón.

La tabla número 4.10 muestra un consumo de carbón del equipo funcionando con el 100% de su rendimiento de 109,5500 tn/h mientras que funcionando al 80% el consumo de carbón por parte de la caldera es de 109,7691tn/h, es decir, cuando el rendimiento del equipo disminuye un 20% supone un incremento del consumo de carbón en tn/h del 0,2% y un aumento del gasto de carbón al año de 131460€.

Como conclusión la sustitución del calentador es viable ya que la amortización de 2,57 años está por debajo del requisito de retorno de la inversión o pay back de un máximo de tres años.

8. REFERENCIAS

- [1] <https://sites.google.com/site/aleblogtecinc/home/2-electronica/ciclo-rankine>
- [2] <https://sites.google.com/site/aleblogtecinc/home/2-electronica/ciclo-rankine>.
- [3] <http://www.powerhx.com/eng/pdf/FWheater.pdf>.
- [4] https://inis.iaea.org/search/search.aspx?orig_q=RN:48055637.
- [5] <https://www.pumpsandsystems.com/power-plant-feedwater-heater-level-control>.
- [6] M. Rockel, "Use of Highly Alloyed Stainless Steels and Nickel Alloys in the Chemical Industry," Achoma Conference, Frankfurt, Germany (1928).
- [7] W.H. Dickinson and R.W. Pick, "Manganese-Dependent Corrosion in the Electric Utility Industry," presented at the NACE Annual Conference Corrosion 2002, Denver, CO (April 2002).
- [8] <https://www.tpowertec.com/heatexchangers.htm>
- [9] https://www.google.com/search?q=terminal+temperature+difference+feedwater+heater&sxsrf=ACYBGNTtkfKTwgKLsqp8Gki_KpErjo55Jw:1581891223975&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=2ahUKEwjnvumDjNfnAhUEYxoKHa3QDDIQ_AUoAXoECA0QAw&biw=1707&bih=838&dpr=1.13#imgsrc=MjMD6pk0--9SAM&imgdii=XNEdow7vLHNi7M
- [10] Tubular Exchanger manufactures association,inc.
- [11] [http://www.bg-utp.edu.pl/artdiagnostyka2012szczepanski%20\(4\).pdf](http://www.bg-utp.edu.pl/artdiagnostyka2012szczepanski%20(4).pdf)
- [12] Heat Exchange Institute.
- [13] The American Society of Mechanical Engineers VII. Div1.

ANEXO A: NORMATIVA PARA EL DISEÑO

En el diseño térmico y mecánico del equipo de alta presión, se seguirá la normativa que rige la H.E.I. (Heat Exchange Institute), y el código ASME. Estas normativas recopilan los modelos actuales de la industria junto con las exigencias típicas de los ingenieros jefes de planta y operarios.

La información recogida en este tipo de normativas combina los estándares de la práctica, ensayos y dimensionamientos para garantizar un correcto diseño y funcionamiento del equipo a presión que se quiere diseñar. Estas normativas tienen peso en el mundo de la fabricación de los equipos a presión ya que lo tienen en cuenta organizaciones como ASME (American Society of Mechanical Engineers), de tal forma que cuando se calculan los equipos mecánicamente deben de cumplir con los requerimientos del Código ASME VIII, División 1.

El Código ASME VIII, División I, es una normativa americana que se utiliza para la fabricación, diseño, calculo, inspección y pruebas de recipientes a presión. Esta normativa cuenta es un código reconocido a nivel mundial por las empresas más potentes del sector y convirtiéndose en referencia del sector.

En resumen, las normativas usadas en el presente proyecto son las siguientes:

- Heat Exchange Institute Ninth Edition.
- ASME B 36.1. Welded and Seamless Wrought Steel Piping.
- ASME B 16.25. Butt Welding Ends.
- ASME B 16.5. Steel Pipe Flanges and Flanged Fittings.
- ASME B 18. Bolt and Nut Dimensions.
- ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Div. 1- Pressure Vessels.
- HEI Standards for Closed Feedwater Heaters.
- EC Directive for Pressure Equipment 97/23/EC.

ANEXO B: TABLAS DE DATOS

TABLA DE DATOS CENTRAL TÉRMICA.

TABA DE DATOS DISEÑO TÉRMICO.

TABLA DE DATOS DISEÑO MECÁNICO.

DATOS DE DISEÑO CALENTADORES DE AGUA DE ALTA PRESIÓN
CAP6 - UNIDAD 6
CENTRAL COSTANERA

Denominación del Equipo : Calentadores de Agua de Alta Presión; CAP6

1	INFORMACION GENERAL		
2	Proyecto:	Trabajo fin de Grado	
3	Nº de Ítem:	CAP6	
4	Instalación:	Horizontal	
5	TAG Nº:		
6	Observación:	(1) valores del fabricante	
7	DATOS DE PERFORMANCE DEL INTERCAMBIADOR		
8	Condición	Carga Nominal 350 MWe	
9	Localización fluido:	Lado Tubos	
10	Fluido	Agua de alimentación	
11	Flujo	kg/h	1.063.679
12	TTD	°C	-1,1
13	°T de entrada	°C	191,5
14	Entalpía entrada	kcal/kg	196,8
15	Velocidad max.	m/s	1,63
16	Δp	kg/cm2(a)	0,6
17	Presión operación	kg/cm2(a)	200
18	Localización fluido:	Lado Carcasa	
19	Fluido	Vapor	
20	Flujo extracción	kg/h	105.517
21	Presión	kg/cm2(a)	36,2
22	Temperatura total	°C	325,7
23	Entalpía total	kg/cm2(a)	726,2
24	Temp. Saturación	°C	243,3
25	DRENAJES		
26	DCA	°C	5,6
27	Drenaje entrada:	de CAP7	
28	Flujo	kg/h	80.089
29	°T	°C	250,0
30	Entalpía	kcal/kg	259,3
31	Drenaje salida:	hacia CAP5	
32	Presión agua abajo	kg/cm2(a)	13,74
33	Flujo	kg/h	185.606

34	°T	°C	197,1
35	Entalpía	kcal/kg	200,7
36	Δp Des-recalentamiento max.	kg/cm ²	0,21
37	Δp Sub-enfriamiento max.	kg/cm ²	0,35
38	VENTEOS		
39	Localización fluido:		-----
40	Vapor	kg/h	-----
41	No condensables	kg/h	-----
42	Localización fluido:		-----
43	Vapor	kg/h	-----
44	No condensables	kg/h	-----
45	Localización fluido:		-----
46	Vapor	kg/h	-----
47	No condensables	kg/h	-----
48	Localización fluido:		-----
49	Vapor	kg/h	-----
50	No condensables	kg/h	-----
51	DISEÑO DE SUPERFICIES DE INTERCAMBIO DE CALOR		
52	Código utilizado		ASME VIII Div I, 2010
53	Factor de ensuciamiento	h ft ² °F/Btu	Carcasa (1)
54	Zonas de des-recalentamiento	h ft ² °F/Btu	-----
55	Zonas de sub-enfriamiento	h ft ² °F/Btu	-----
56	Factor de ensuciamiento	h ft ² °F/Btu	lado Tubos (1)
57	Calor transferido		
58	Zona Des-recalentameinto	kcal/h	4.276.000
59	Zona Condensación	kcal/h	46.604.000
60	Zona drenaje sub-enfriado	kcal/h	9.479.000
61	Coefficiente de transferencia de calor		
62	Zona Des-recalentameinto	kcal/m ² h °C	514
63	Zona Condensación	kcal/m ² h °C	2840
64	Zona drenaje sub-enfriado	kcal/m ² h °C	2138
65	LMTD		
66	Zona Des-recalentameinto	°C	46
67	Zona Condensación	°C	14,1
68	Zona drenaje sub-enfriado	°C	18,4

69	CONDICIONES NO NORMALES DE OPERACIÓN		
70	Modo de operación	CAP7 fuera de servicio	
71	°T agua alimentación	°C	-----
72	Presión agua alimentación	kg/cm2(a)	-----
73	Flujo agua de alimentación	kg/h	-----
74	°T vapor de extracción	°C	-----
75	Entalpía vapor	kcal/kg	-----
76	Presión vapor extracción	kg/cm2(a)	-----
77	Flujo de vapor extracción	kg/h	-----
78	Drenaje - entrada	kg/h	-----
79	Entalpía drenaje entrada	kcal/kg	-----
80	Drenaje - salida	kg/h	-----
81	Entalpía drenaje salida	kcal/kg	-----
82	Pérdida de presión		-----
83	Des-recalentamiento - max	kg/cm2	-----
84	Drenaje sub-enfriado - max	kg/cm2	-----
85	Lado tubos - max	kg/cm2	-----
86	DATOS CONSTRUCTIVOS DEL CALENTADOR		
87	Localización fluido:	Lado Tubos	
88	Presión de diseño	kg/cm2	240
89	Presión prueba hidrostática	kg/cm2	Según código
90	Temperatura de diseño	°C	270
91	Zona des-recalentamiento	°C	-----
92	Zona condensación	°C	-----
93	Zona sub-enfriado	°C	-----
94	Pasos	nº	2
95	Espesor de corrosión	mm	Según código
96	Conexiones principales, Material, Size, Sch, ANSI rating, Facing		
97	Agua de alimentación	Entrada	18"
98	Agua de alimentación	Salida	18"
99	Tubos	Tipo	U-tube
100	Material		A213 T 2 / SA-179
101	Tubos	nº	1139
102	Diámetro exterior	mm	19,1 OD
103	Espesor	mm	2,41 Av
104	Pitch	mm	23,8
105	Largo	mm	11.530
106	Largo curvas - U tubes	mm	-----
107	Localización fluido:	Lado Carcasa	
108	Presión de diseño	kg/cm2	44
109	Presión prueba hidrostática	kg/cm2	Según código
110	Temperatura de diseño		
111	Zona des-recalentamiento	°C	332
112	Zona condensación	°C	256
113	Zona sub-enfriado	°C	256

114	Pasos	nº	COND, DSH & SUBCL
115	Espesor de corrosión	mm	Según código
116	Conexiones principales, Material, Size, Sch, ANSI rating, Facing		
117	Vapor	Entrada	10"
118	Drenaje	Entrada	8"
119	Drenaje	Salida	8"
120	Válvula de seguridad		SI
121	Carcasa		
123	Material		A516gr70/A387g11-22
124	Diámetro exterior (INTERIOR)	mm	1600
125	Espesor	mm	-----
126	Canales		
127	Material		-----
128	Configuración		-----
129	Diámetro interior	mm	-----
130	Espesor	mm	-----
131	Manhole		
132	Material		-----
133	Diámetro interior	mm	-----
134	Espesor	mm	-----
135	Placa tubos		
136	Tipo		-----
137	Material		-----
138	Diámetro exterior	mm	-----
139	Espesor	mm	-----
140	Tubos/placa		Soldados y expandidos hidráulicamente
141	Pantallas des-recalentamiento		
142	Material		-----
143	Espesor	mm	-----
144	Caja zona sub-enfriado		
145	Material		-----
146	Espesor	mm	-----
147	Clips y baffles		
148	Material		-----
149	Espesor	mm	-----

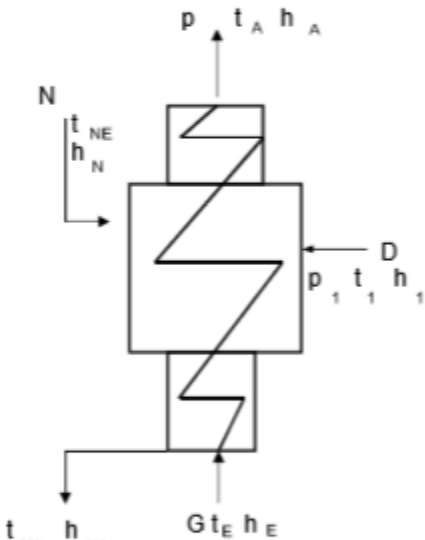
150	Baffles zona des-recalentamiento		
151	Material		-----
152	Espesor	mm	-----
153	Espaciamiento		-----
154	Baffles zona subenfriados		
155	Material		-----
156	Espesor	mm	-----
157	Espaciamiento		-----
158	Barras y separadores		
159	Material		-----
160	Espesor	mm	-----
161			
162	Soporte del calentador		
163	Material		-----
164	Dimensionamiento boquillas		-----
165	Juntas de expansión		
166	Material		-----
167	Tipo		-----
168	Empaquetadura		
169	Lado carcasa		
170	Material		-----
171	Tipo		-----
172	Lado tubos		
173	Material		-----
174	Tipo		-----
175	Códigos y normas utilizados		ASME sec.VIII Div.1, TEMA C, HEI
176	Pesos		

177	Carcasa	kg	-----
178	Paquete de tubos	kg	-----
179	Conjunto completo sin agua	kg	-----
180	Peso conjunto en operación	kg	-----
181	Conjunto inundado	kg	-----

DATA SHEET

PLANT		Costanera	
Item : CAP n6		design code	
No. of shells per Unit		1	No. of
Drawing No.		skz. 6	inspection
Type		U - Tube design	
Orientation		horizontal	
design conditions	tube side pressure	235,4	bar(g)
	tube side temperature	270	°C
	shell side pressure	43,15	bar(g)
	shell side temperature	256	°C
terminal temp. difference		heater / desuperheater	-1,1 K
		cooler	5,6 K
Surface per shell ref to tube o.d.	desuperheater	225	m ²
	heater	967	m ²
	cooler	223	m ²
	total (m ²)	1415	
tubes	type	U	
	no. of passes	2	
	tubes per pass	1030	
	outside diameter	19,05	mm
velocity and pressure loss	tube side flow	295,47	kg/s
	tube side velocity	1,80	m/s
	tube side press. loss, approx.	0,70	bar
	shell side flow	51,62	kg/s
main dimensions for one shell	shell side velocity		m/s
	shell side pressure loss		bar
	approx. overall length	13785	mm
	tube length/effect. per pass	11350	mm
Materials	shell outside diameter	1604	mm
	water box outside diam.	1950	mm
	shell thickness	30	mm
	waterbox thickness	120	mm
Materials	tubes	SA-556 Gr. C2	
	shell	SA-516 Gr. 70	
	shell cover	SA-516 Gr. 70	
	water box	SA-516 Gr. 70	
mass	tube sheet	SA-350 LF2	
	empty, approximately	60095	kg
	in service, approximately	70095	kg
	flooded, approximately	80395	kg
accessories	acc. to specification		
		Notes :	

Heater with Cooler and desuperheater



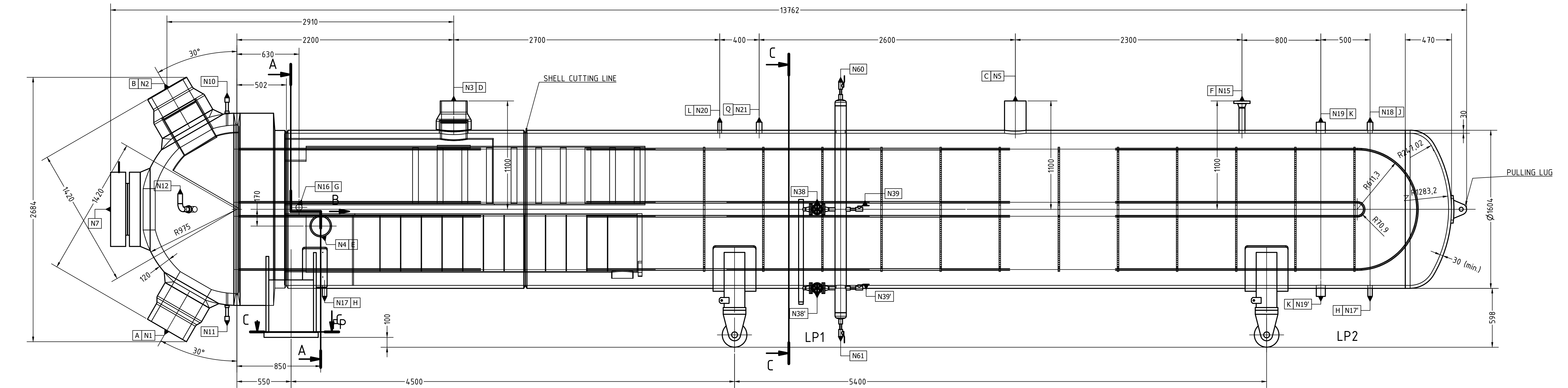
The specified data refer to the inlet and outlet of the heat exchanger			
G	295,47 kg/s	ts	243,30 °C
tE	191,50 °C		
hE	823,00 kJ/kg		
tA	244,40 °C		
hA	1060,42 kJ/kg	N	22,26 kg/s
p	197,10 bar	tNE	250,00 °C
		hNE	1085,65 kJ/kg
p1	35,45 bar		
t1	325,70 °C	tNA	197,10 °C
h1	3043,70 kJ/kg	hNA	840,22 kJ/kg

Componentes de Membrana de Presion	Condiciones de Diseño		Materiales ASME	Espesor Requerido (mm)	Espesor Seleccionado (mm)
	P (bar)	T °C			
Fondo Cabezal Semiesferico (lado tubos)	235,4	270/-5	SA-516 Gr.C2	100	120
Placa Tubular (lado tubos / lado carcasa)	235,4/43,15	270/256	SA-350-LF2	440	462
Virola (lado carcasa)	43,15	256/-5	SA-516 Gr.70	25	30
Fondo carcasa (lado carcasa)	43,15	256/-5	SA-516 Gr.71	22,5	30
<p>Nota: Cálculos , materiales, presiones y temperaturas establecidas en base a el <i>Codigo ASME VII DIV.1 Ed 2010 Ad.2011 a</i> Cálculos , materiales, presiones y temperaturas establecidas en base a normativa <i>HEI Estándar for Closed Feedwater Heaters 8th</i></p>					

ANEXO C: PLANOS

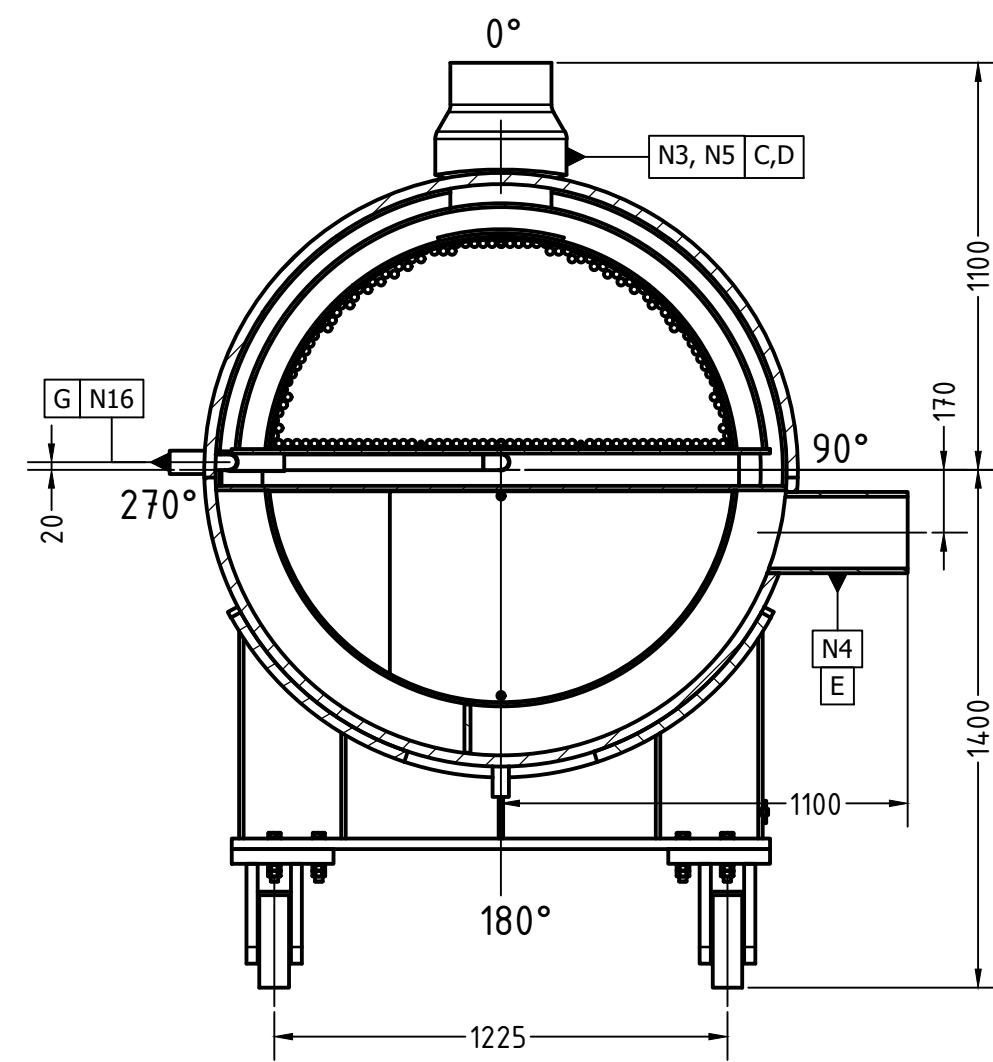
PLANO N°1: Plano General.

PLANO N°2: Plano Placa Tubular.

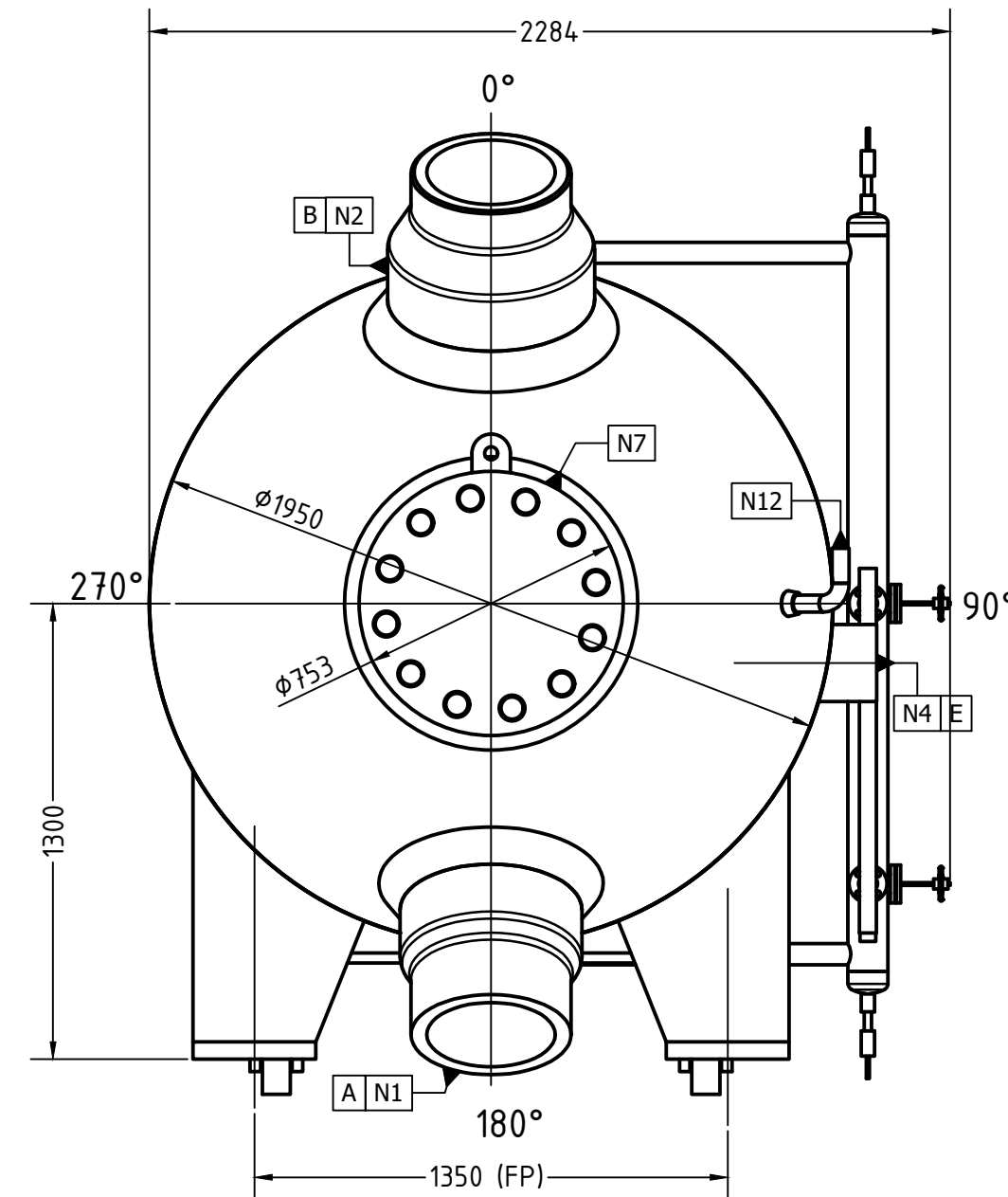


B.W.E. = BUTT WELDING END
W.N.R.F. = WELDED NECK RISED FACE
S.W.= SOCKET WELD

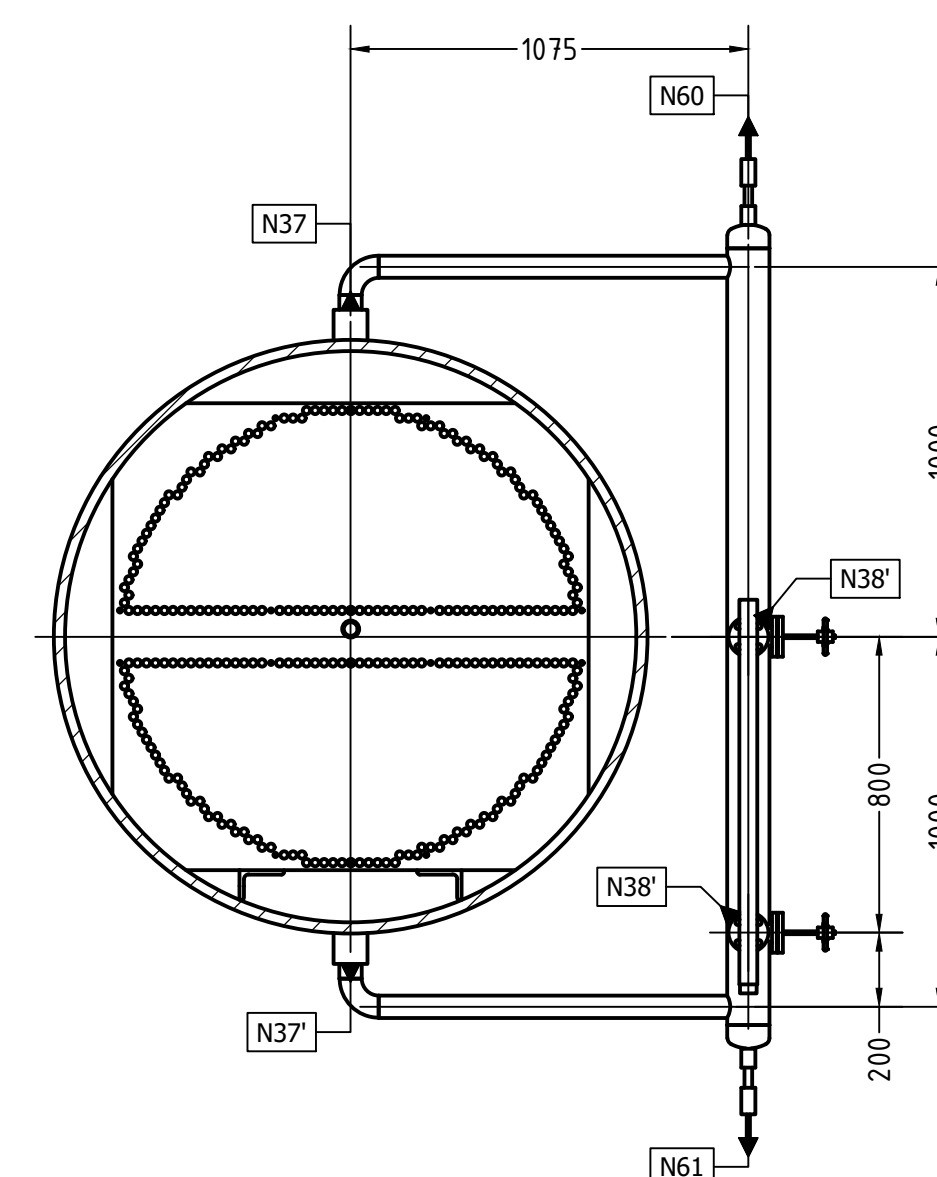
C-C (1 : 20)



A-A (1 : 20)



B (1 : 20)



C-C (1 : 20)

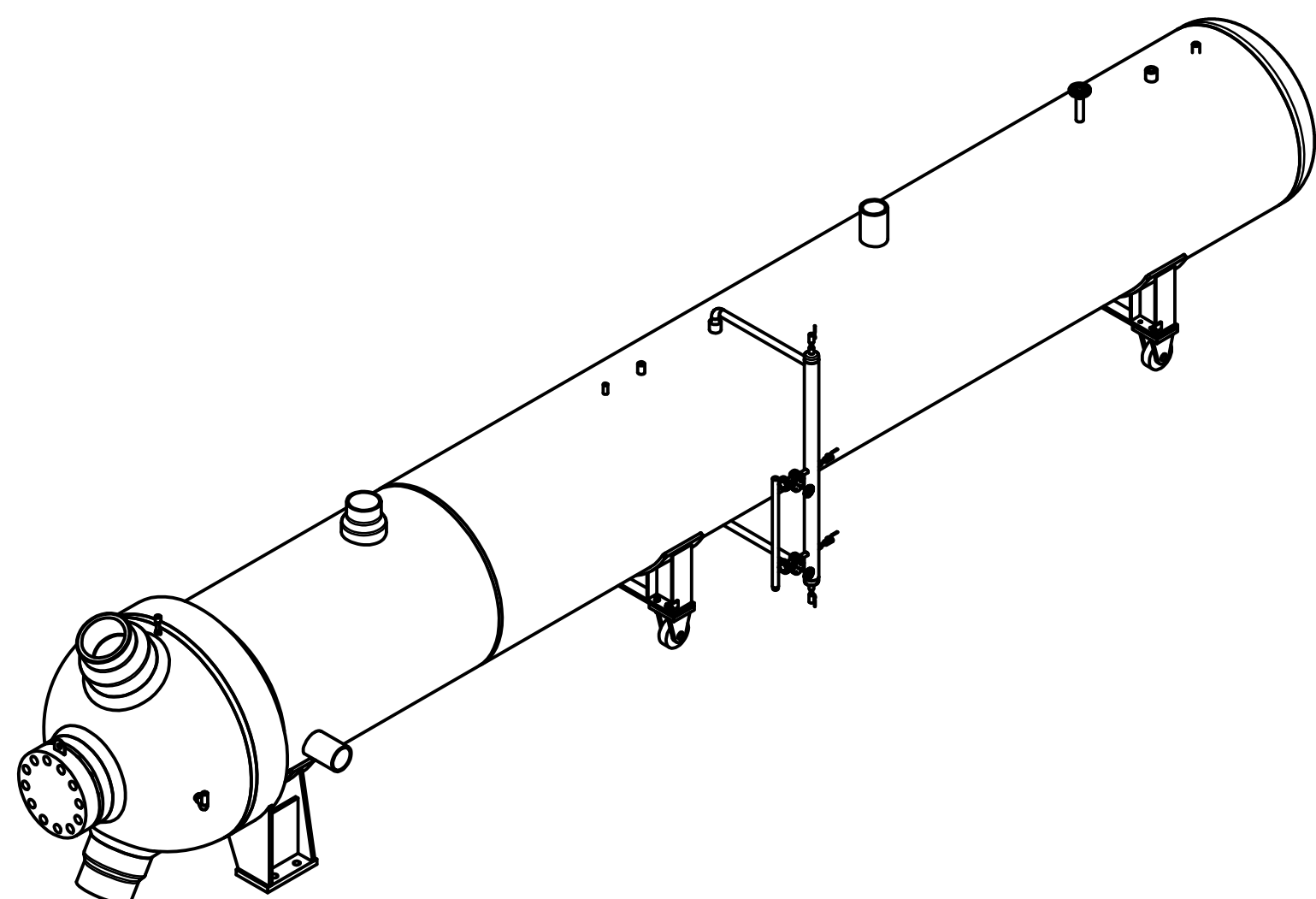
- (*) PINTURA:
- SA 2½ (S/ ISO 8501)
- IMPRIMACION SILICATO INORGANICO DE ZINC 75 µm

MAXIMUM ALLOWABLE LOADS IN NOZZLES				
	N1/A -N2/B	N3/D	N4/E	N5/C
Fxyz (KN)	226	75	6,5	6,5
Mxyz (KNm)	340	40	3	3

MOVEMENTS: NOZZLES AND SLIDING-POINTS			
NOZZLE	X	Y	Z
N1/ A	-3,5	0	-0,5
N2/ B	-3,5	0	7
N3/ D	5,7	0	6,0
N4/ E	1,4	3,5	2,0
N5/ C	23,6	0	6,0
Sliding point-1(LP1)	14,2	0	0
Sliding point-2(LP2)	31,2	0	0

NOZZLES						
WATER SIDE						
CLIENT	MARK	SIZE	TIPE	THK	SERVICE	REMARKS
A	N1	Ø18"	B.W.E.	45,27	FEED WATER INLET	-
B	N2	Ø18"	B.W.E.	45,27	FEED WATER OUTLET	-
	N7	Ø420 (INS.)	S.W.	-	MANHOLE	-
N	N10	Ø3/4" 6000#	S.W.	-	AIR VENT	WITH PLUG
	N11	Ø3/4" 6000#	S.W.	-	DRAIN	WITH PLUG
M	N12	Ø1½"	B.W.E.	-	RELIEF VALVE	-

NOZZLES						
STEAM SIDE						
CLIENT	MARK	SIZE	TIPE	THK	SERVICE	REMARKS
D	N3	Ø10"	B.W.E.	Sch.XS	STEAM INLET	-
E	N4	Ø8"	B.W.E.	Sch.120	DRAIN OUTLET	-
C	N5	Ø8"	B.W.E.	Sch.120	DRAIN INLET	-
F	N15	Ø2" 6000#	W.N.R.F.	Sch.XS	RELIEF VALVE	WITH PLUG
G	N16	Ø1 1/4" 6000#	S.W.	-	AIR VENT	WITH PLUG
H	N17-N17'	Ø3/4" 6000#	S.W.	-	-	WITH PLUG
J	N18	Ø1" 6000#	S.W.	-	SHELL VENT START UP	WITH PLUG
K	N19-N19'	Ø2" 6000#	S.W.	-	LEVEL CONTROLLER	-
L	N20	Ø1/2" 6000#	S.W.	-	SHELL PRESSURE GAUGE	-
Q	N21	Ø1" 6000#	S.W.	-	SPARE	WITH PLUG
	N37-N37'	Ø2" 6000#	S.W.	-	STANDPIPE	
	N38-N38'	Ø1" 600#	W.N.R.F.	-	STANDPIPE LEVEL INDICATOR	WITH VALVE
	N39-N39'	Ø1/2" 6000#	S.W.	-	STANDPIPE LEVEL TRANSMITTER	WITH VALVE
	N60	Ø1/2" 6000#	S.W.	-	STANDPIPE VENT	WITH VALVE
	N61	Ø1/2" 6000#	S.W.	-	STANDPIPE DRAIN	WITH VALVE



TIPO	HORIZONTAL H.P. FEEDWATER HEATER			CANTIDAD	1
CONDICIONES	ASME VIII DIV.1 Ed.2010 Ad. 2011a				
	HEI Ed.10TH EDITION				
CLASIFICACION	S/P.E.D.	GRUPO: -	CATEGORIA: -	MODULO: -	
	CLASSIFICATION ACC. P.E.D.	GROUP:	CATEGORY:	MODULE:	
		LADO ENVOLVENTE SHELL SIDE	LADO TUBOS TUBE SIDE	LADO ENVOLVENTE SHELL SIDE	LADO TUBOS TUBE SIDE
PRESION DE SERVICIO	SERVICE PRESSURE	35,45 bar abs	197,1 bar abs	FLUIDO FLUID	VAPOR - STEAM
	TEMPERATURA DE SERVICIO	325,7 / 197,1 °C	1915 / 244,4 °C	MARGEN CORROSION CORROSION ALLOW	1,6 mm.
	SERVICE TEMPERATURE				1,6 mm.
PRESION DE DISEÑO	DESIGN PRESSURE	43,15 bar g / F.V.	235,4 bar g	Nº DE PASOS PASSES	2
	TEMPERATURA DE DISEÑO	256 / -5 °C	270 / -5 °C	TRATAMIENTO TERMICO STRESS RELIEF	NO
	DESIGN TEMPERATURE				YES
PRESION DE PRUEBA	TEST PRESSURE	56,09 bar g	306,02 bar g	RADIOGRAFIADO / END'S X RAYS	SPOT
	TEMPERATURA DE PRUEBA	min 15 °C	min 15 °C	EFICIENCIA JUNTA SOLDADA JOINT EFFICIENT FACTOR	85%
	TEST TEMPERATURE				100%
PREPARACION	PREPARATION	EXTERIOR / OUTSIDE		INTERIOR / INSIDE	
	ENVOLVENTE SHELL SIDE	*		*	
	LADO TUBOS TUBE SIDE	*		*	
SUPERFICIE DE INTERCAMBIO ACTUAL SURFACE		1415	M²	LADO ENVOLVENTE SHELL SIDE	LADO TUBOS TUBE SIDE
PESO TOTAL VACIO EMPTY TOTAL WEIGHT		60095 Kg.		VOLUMEN 15	M³
PESO EN OPERACION WEIGHT IN OPERATION		70095 Kg.		DIMENSIONES 13765	2075
				LARGO-LENGTH	ANCH- WIDTH
					2685
					ALTO-HEIGHT

ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE MINAS Y ENERGÍA



FECHA: 13/02/20

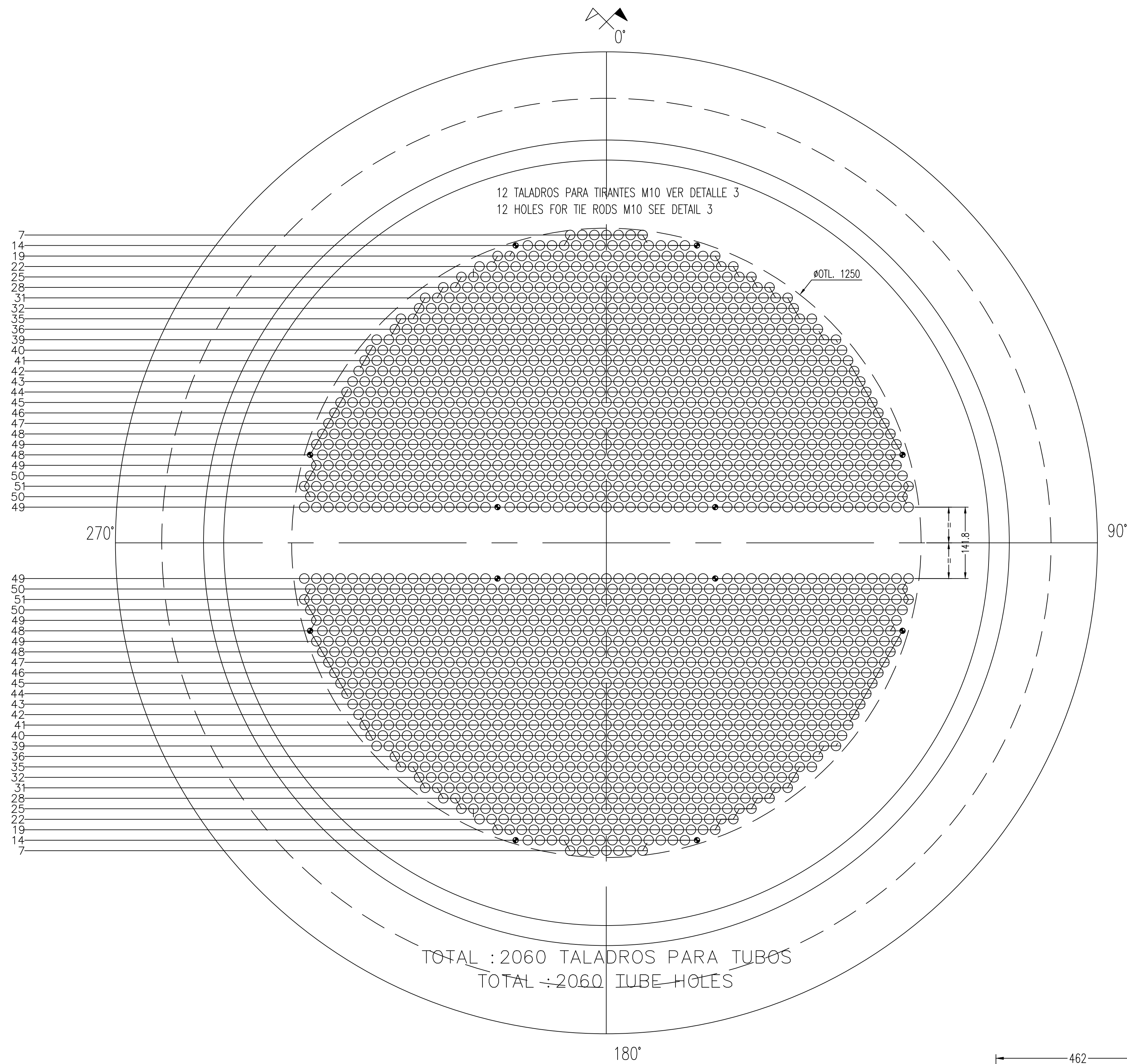
AUTOR : NGQ

Nº DE REV : 0

Nº DE PLANO : 1

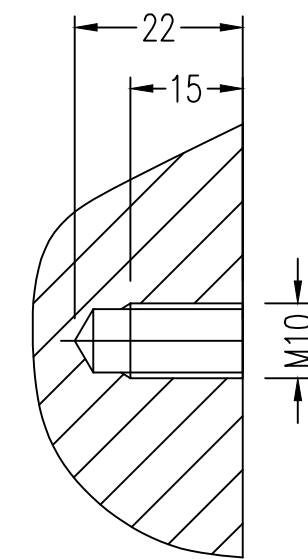
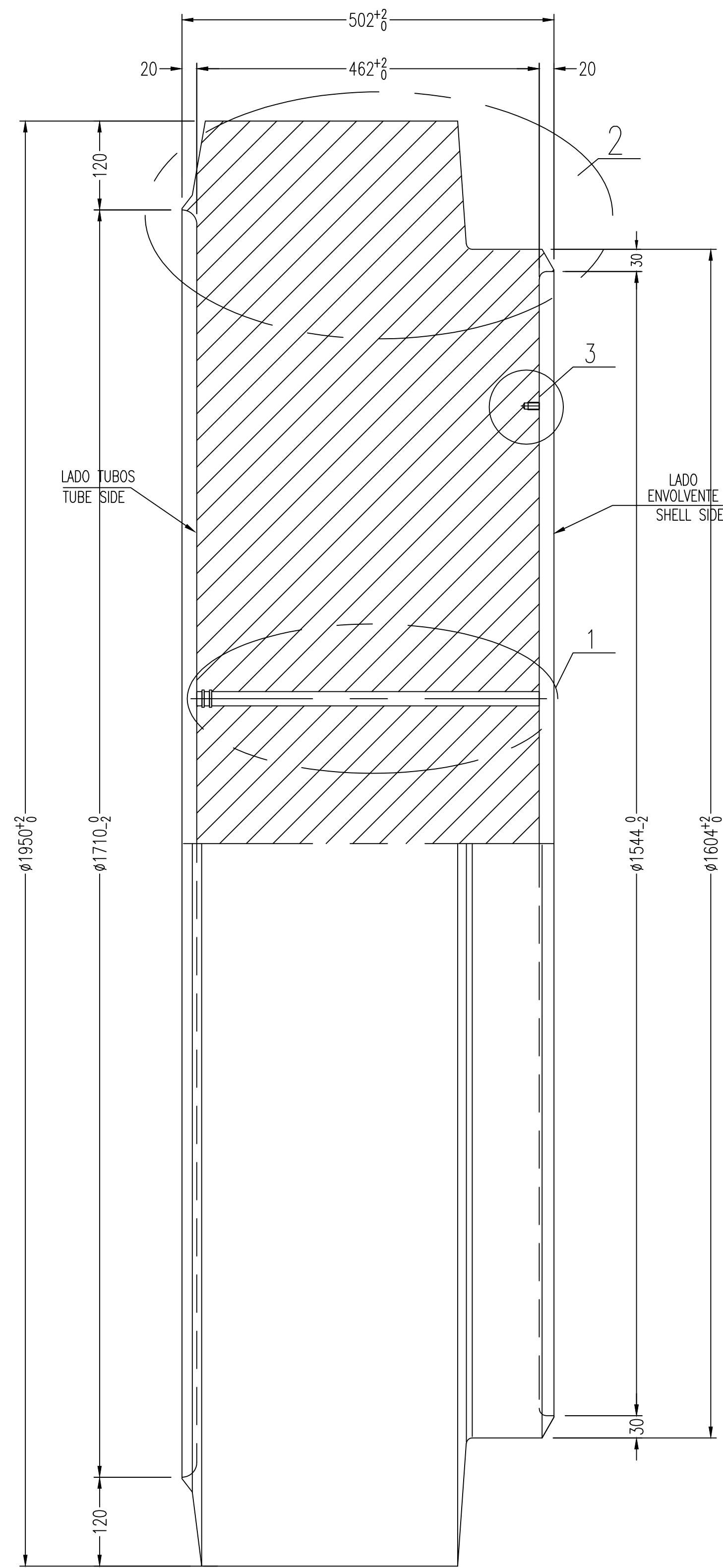
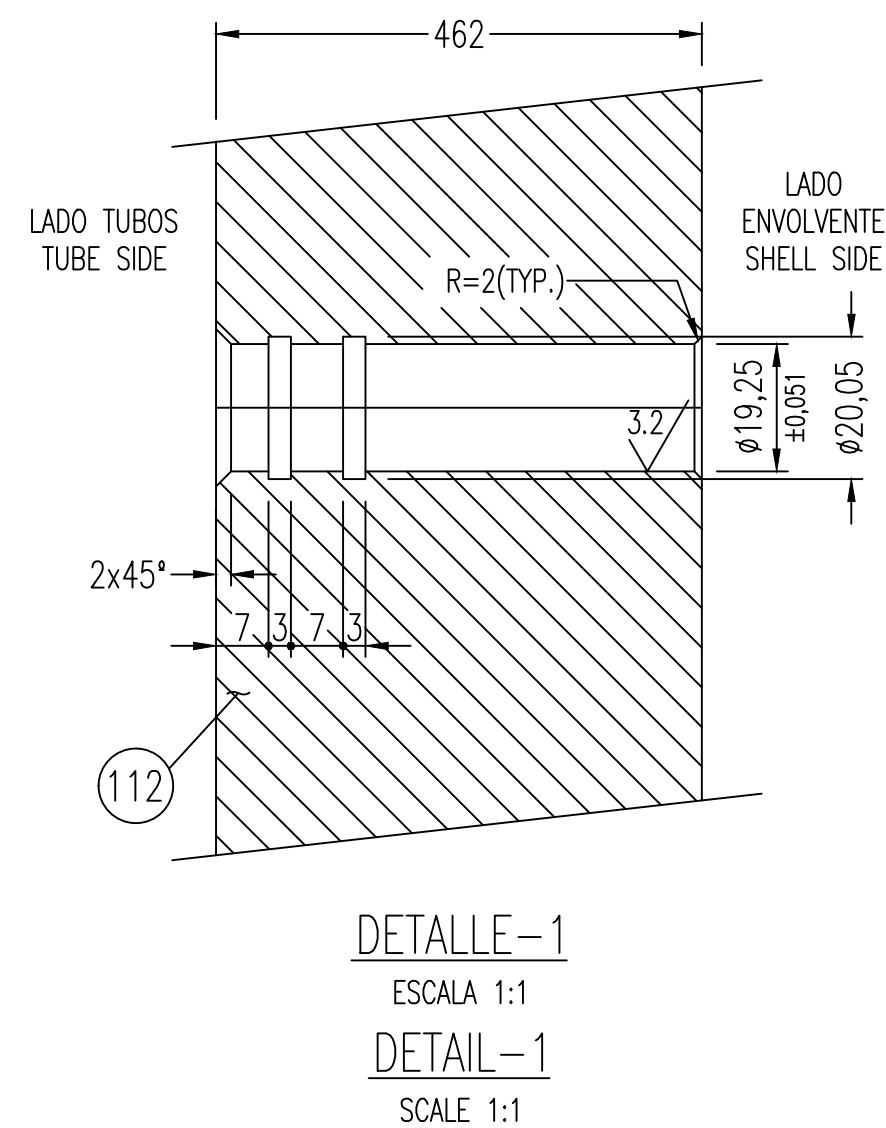
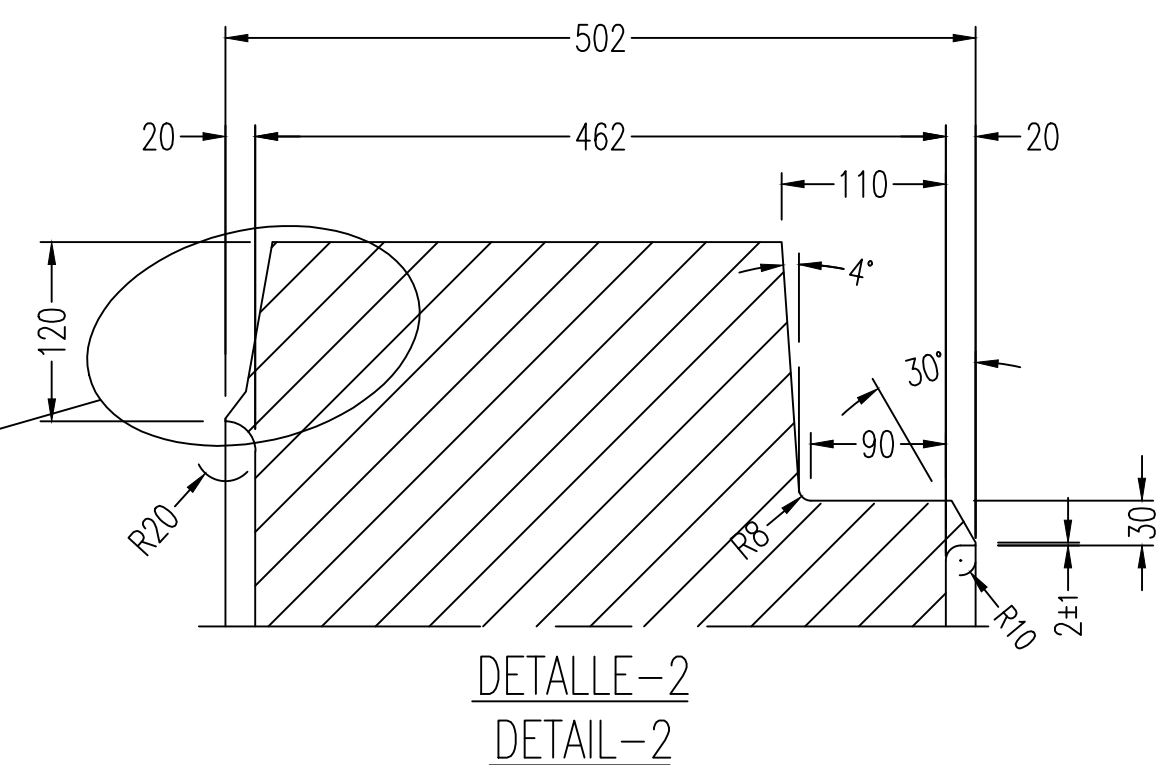
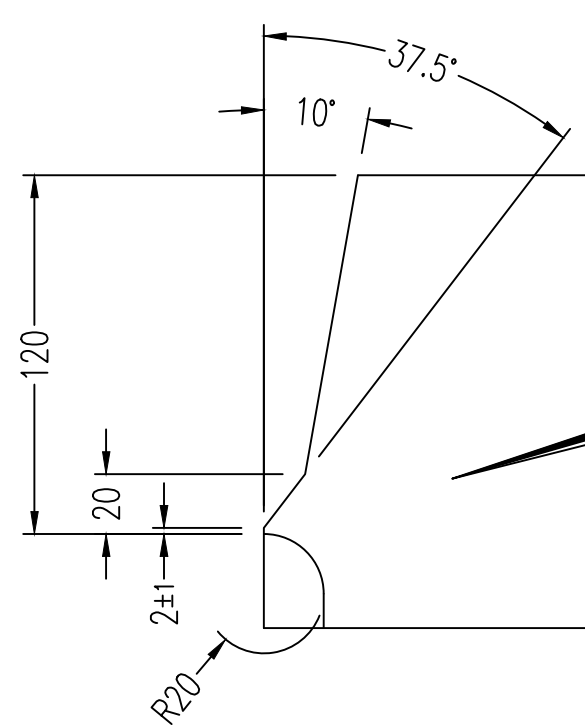
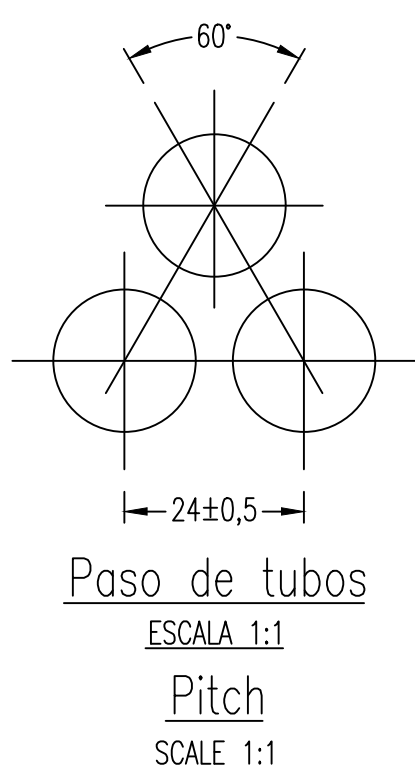
CALENTADOR DE ALTA PRESIÓN DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

PLANO GENERAL



TOTAL : 2060 TALADROS PARA TUBOS
TOTAL : 2060 TUBE HOLES

○ 1030 HORQUILLAS DE TUBOS: Ø19,05x2.11 esp.(BWG 14) SA-556 Gr. C-2
"U" TUBES OF TUBOS: Ø19,05x2.11 Thk.(BWG 14) SA-556 Gr. C-2



DETALLE-3
ESCALA 1:1
DETAIL-3
SCALE 1:1

- TUBESHEET FACES TO BE PERFECTLY PARALLEL & SQUARED
- TUBESHEET TO BE DRILLED FROM THE SHELL SIDE
- HOLE I.D. TOLERANCES ACCORDING TO HEI CLOSE FIT
TUBE O.D. 3/4" (19.05±0.40)
- HOLE DIA:
MIN= 19.20
MAX= 19.30

ESCALA 1:5
SCALE 1:5

CANTIDAD: 1
QUANTITY: 1

MATERIAL: SA-350 LF2 Clase1

ESCUELA POLITÉCNICA DE INGENIERÍA DE
MINAS Y ENERGÍA



CALENTADOR DE ALTA PRESIÓN DE AGUA DE
ALIMENTACIÓN

PLACA TUBULAR

FECHA: 13/02/20

AUTOR : NGQ

N° DE REV : 0

N° DE PLANO : 2